

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Matematické modelování proudění v armatuře plynového rozvodu mobilního kontejnerového
zařízení na stlačený zemní plyn (CNG)

(Mathematical modeling of fluid flow in the valve gas distribution of mobile container
equipment for compressed natural gas (CNG))

Student:

Bc. Antonín Paschke

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Marian Bojko, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Antonín Paschke**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **2302T043 Hydraulika a pneumatika**

Téma: **Matematické modelování proudění v armatuře plynového rozvodu mobilního kontejnerového zařízení na stlačený zemní plyn (CNG)**
Mathematical Modeling of Fluid Flow in the Valve Gas Distribution of Mobile Container Equipment for Compressed Natural Gas (CNG)

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

1. Rešerše odborné literatury zabývající se požadovaným tématem.
2. Teorie proudění (ztráty v potrubním systému, expanze plynu, CFD modelování).
3. Definice vhodného CFD modelu pro izotermní proudění v armatuře, vyhodnocení proudového pole.
4. Definice CFD modelu proudění (neizotermní proudění) v armatuře plynového rozvodu zařízení na stlačený zemní plyn. Definování provozních okrajových podmínek na základě experimentálního měření. CFD numerická simulace.
5. Vyhodnocení dosažených výsledků.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A.S. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th ed.. John Wiley Sons, 2006. 997 p. ISBN 0-471-45728-0 (váz.)978-0-471-45728-2 (dotisk : váz.).
2. KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění FLUENT, CFX*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 142 s. Online: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>>.
3. KOZUBKOVÁ, M., BLEJCHAŘ, T., BOJKO, M. *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2011. 174 s. ISBN 978-80-248-2491-8. Online: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Modelovani_prenosu_tepla_hmoty_a_hybnosti-KOZUBKOVA.pdf>.
4. *FLUENT: Fluent 15.0 - ANSYS FLUENT*. ANSYS, Inc. 2013.
5. PŘÍHODA, M. *Sdílení tepla a proudění*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 177s.
6. HEJZLAR, R. *Sdílení tepla*. Vyd. 4. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. 186 s.
7. ENENKL, V. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1966. 315 s.
8. KADLEC, Z. *Termomechanika návody do cvičení*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 97s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Marian Bojko, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 10.5.2016



podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 10.5.2016



Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Be. Antonín Paschke

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nábřeží SPB 444/12, Ostrava 8

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi vyšli vstříc s řešením mé diplomové práce. Především svému vedoucímu, panu doc. Ing. Marianu Bojkovi, Ph.D. za odborné rady, čas a ochotu, kterou mi věnoval při jejím vypracování. Dále bych také chtěl poděkovat společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. za možnost podílet se na projektu Návrh a vývoj mobilního kontejnerového zařízení k zásobování plnicích stanic stlačeným zemním plynem (CNG). Zde bych chtěl poděkovat svému odbornému konzultantovi, panu Ing. Kamilu Sikorovi, za odborné rady, čas a ochotu. Nakonec bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu při studiu.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PASCHKE, A. *Matematické modelování proudění v armatuře plynového rozvodu mobilního kontejnerového zařízení na stlačený zemní plyn (CNG)*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 88 s. Vedoucí práce: Bojko, M.

Diplomová práce se zabývá matematickým modelováním proudění v armatuře plynového rozvodu mobilního kontejnerového zařízení na stlačený zemní plyn. V práci je uveden popis mobilního autonomního zařízení – kontejneru ALFA. Následně je zde popsána teorie proudění, ztráty v potrubním systému, expanze plynu a CFD modelování. V další části jsou definovány provozní okrajové podmínky na základě experimentálního měření. Dle okrajových podmínek je definován matematický model pro CFD modelování (simulaci) neizotermního proudění v armatuře. Vyhodnocení dosažených výsledků je zpracováno ve formě tabulek a grafů.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

PASCHKE, A. *Mathematical modeling of fluid flow in the valve gas distribution of mobile container equipment for compressed natural gas (CNG)*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2016, 88 p. Thesis head: Bojko, M.

The thesis deals with the mathematical modeling of flow in the valve of the gas container facility on the divorce of a mobile compressed natural gas. The work is a description of an autonomous mobile device – the container ALFA. Then there is described the theory of flow, loss in the pipe system, expansion of the gas and the CFD modelling. In the next section are defined the operational boundary conditions on the basis of experimental measurements. According to the boundary conditions is defined by the mathematical model for CFD modeling (simulation) anisothermal flow in the valve. Evaluation of the results obtained is processed in the form of tables and charts.

Klíčová slova:

Matematické modelování, zemní plyn, mobilní kontejnerové zařízení, kontejner ALFA.

Keywords:

Mathematical Modeling, Natural Gas, Mobile Container Equipment, Container ALFA.

1 Obsah

Seznam použitých značek, veličin a jednotek	10
1 Úvod	13
2 Převaha zemního plynu	15
2.1 Aktuální stav virtuálních plynovodů	15
2.2 Stlačený zemní plyn	15
2.3 Fyzikální vlastnosti zemního plynu	16
3 Popis mobilního kontejnerového zařízení	17
3.1 Technické, provozní parametry kontejneru ALFA	18
3.2 Výhody řešení kontejneru ALFA	18
3.3 Plynová spalovací mikroturbína	19
3.4 Tepelný výměník	20
3.5 Regulační řada	20
4 Teorie proudění tekutin	22
4.1 Rozdělení proudění	23
4.2 Tlakové ztráty v potrubním systému	25
4.2.1 Charakteristika třecích ztrát	25
4.2.2 Charakteristika místních ztrát	26
5 Expanze plynu	28
6 Sdílení tepla konvekci	34
7 CFD modelování	36
7.1 Přenos hmoty, hybnosti a energie pro neizotermního proudění skutečné tekutiny ...	37
7.1.1 Turbulentní model $k - \varepsilon$	38
7.1.2 Turbulentní model $k - \omega$	38
7.2 Charakteristické podmínky	39
7.3 Vstupní a výstupní okrajové podmínky	39
7.4 Stěnové podmínky	40

7.5	Reálné plyny	41
7.6	Model Van der Waals	41
7.7	Model typu Redlich - Kwong	42
7.8	Model typu Peng - Robinson Equation.....	42
7.9	Model typu Aungier – Redlich - Kwong	43
8	Experimentální měření regulační řady	44
8.1	Popis zkoušeného úseku	44
8.2	Popis průběhu zkoušky pro měřený úsek:	47
8.3	Výsledné hodnoty z experimentálního měření	48
8.4	Vyhodnocené a přepočítané parametry.....	50
8.5	Výpočet volné konvekce u měřeného úseku.....	54
8.6	Tabulka hodnot pro definování okrajových podmínek.....	57
9	Variety matematického CFD modelování	58
9.1	CFD Modelování – První varianta.....	59
9.2	CFD modelování – Druhá varianta	65
9.3	CFD modelování – Třetí varianta	70
10	Zhodnocení výsledků.....	78
	Závěr.....	80
	Seznám použité literatury a odkazů.....	82
	Seznam příloh.....	85
	Seznam obrázků.....	86
	Seznam tabulek.....	88

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A JEDNOTEK

Značka	Veličina	Rozměr
A	Práce	[J]
	Van der Waalsová konstanta	[1]
Gr	Grashofovo číslo	[1]
M	Molová hmotnost	[kg·mol ⁻¹]
Nu	Nusseltovo číslo	[1]
Pr	Prandtlovo číslo	[1]
Q	Průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
R	Univerzální plynová konstanta (molová)	[J·kmol ⁻¹ ·K ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
S	Plocha průřezu	[m ²]
T	Absolutní teplota	[K]
V	Objem	[m ³]
X	Součinitel Nusseltova čísla s Prandtlovým číslem	[1]
a	Součinitel teplotní vodivosti	[m ² ·s ⁻¹]
	Van Der Walsův koeficient	[1]
b	Van Der Walsův koeficient	[1]
c	Měrná tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
d	Průměr	[m]
f	Frekvence	[s ⁻¹]
	Síla	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
h	Výška	[m]
i	Počet	[1]
k	Součinitel	[1]
l	Délka	[m]
m	Hmotnost	[kg]
n	Vektor vnější normály plochy	[1]
o	Obvod	[m]
p	Tlak	[Pa]
r	Měrná plynová konstanta	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]

u	Složka rychlosti	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v	Složka rychlosti	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
	Měrný objem	$[\text{m} \cdot \text{kg}^{-1}]$
w	Složka rychlosti	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
x	Souřadnice kartézského souřadného systému	
y	Souřadnice kartézského souřadného systému	
z	Souřadnice kartézského souřadného systému	
	Kompresibilní faktor	[1]
α	Součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
β	Teplotní roztažnost	$[\text{K}^{-1}]$
ε	Kompresibilní poměr expanze	[1]
ζ	Součinitel místních ztrát	[1]
η	Účinnost	[1]
	Dynamická viskozita	$[\text{Pa} \cdot \text{s}]$
λ	Součinitel tření	[1]
	Součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
ν	Kinematická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
π	Matematická konstanta	[1]
ρ	Hustota	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
χ	Adiabatický exponent	[1]

Indexy

T	Turbínový	[1]
0	Počáteční	[1]
1; 3	Vstupní	[1]
2; 4	Výstupní	[1]
abs	Absolutní	[1]
c	Celkový	[1]
e	Povrchový	[1]
	Okolní	[1]
dyn	Dynamický	[1]
h	Hydraulický	[1]
i	Entalpie	[1]
	Vektorová složka	[1]
j	Sčítací index	[1]
jT	Joule Thomsonův	[1]
k	Kritický	[1]
m	Měrný	[1]
	Hmotnostní	[1]
n	Konečný	[1]
p	Konstantně tlakový	[1]
	Hmotnostní	[1]
pr	Pracovní	[1]
r	Redukovaný	[1]
ref	Referenční	[1]
st	Statický	[1]
v	Objemový	[1]
	Konstantně objemový	[1]
vz	Vzduchu	[1]
x	Souřadnice kartézského souřadného systému v ose x	
y	Souřadnice kartézského souřadného systému v ose y	
z	Souřadnice kartézského souřadného systému v ose z	
	Ztrátový	[1]
zk	Zkušební	[1]
χ	Adiabatický exponent	[1]

1 ÚVOD

Diplomová práce je zaměřena na matematické modelování proudění stlačeného zemního plynu (CNG) v armatuře plynového rozvodu mobilního kontejnerového zařízení. Téma diplomové práce je definováno z praxe a je spojeno s vývojem nového kontejnerového zařízení na stlačený zemní plyn v programovém projektu Alfa, vyhlášeném grantovou agenturou TAČR. Cílem práce je vytvořit a definovat vhodné CFD (Computational Fluid Dynamics) modely pro zmapování proudového pole v potrubní armatuře regulační řady v daném kontejneru.

Kontejner Alfa obsahuje jednotlivé dílčí prvky pro splnění správné funkce tohoto zařízení, z nichž jedno je regulační řada pro zemní plyn, které má za úkol regulovat tlak ze zásobníku plynu k odběrovému místu. V této regulační řadě byl zvolen úsek, kde bude modelováno proudění zemního plynu a tím zmapování proudového pole v armatuře. Pro získání okrajových podmínek matematického modelování proudění bude provedeno experimentální měření regulační řady v prostorách společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. Výsledné hodnoty z měření a přepočtů budou následně použity pro zadání okrajových podmínek pro různé CFD turbulentní modely.

Samotné CFD modelování proudění je rozděleno do tří základních variant výpočtů, kde první varianta obsahuje základní simulace proudění v armatuře. První varianta simulace je provedena pro základní turbulentní modely $k - \varepsilon$ a modely $k - \omega$. Fyzikální vlastnosti pro modely budou zadány ve variantách s konstantními hodnotami proudícího média, vlastnostmi pro ideální plyn a nakonec s vlastnostmi popisující proudění reálných plynů. Modely zahrnující fyzikální vlastnosti reálných plynů budou přepočteny dle dalších přístupů vycházejících z Van der Waalsových rovnic. Při vlastním výpočtu budou uvažovány okrajové podmínky průtok - tlak a vybrané modely budou nahrazeny jiným typem okrajové podmínky (tlak - tlak) vycházející z podmínky průtok - tlak.

Druhá varianta matematického modelování zahrnuje výpočet s přestupem tepla z potrubní armatury do okolí (volnou konvekcí). Výpočty budou provedeny pro základní turbulentní modely s fyzikálními vlastnostmi popisující chování reálných plynů. Vybraný model turbulentního proudění bude aplikován na výpočet s vlastnostmi definovanými pro reálné plyny.

Třetí varianta matematického modelování obsahuje simulaci s přestupem tepla do okolí, kdy v geometrii modelu je vytvořena okolní geometrie. Tato varianta bude numericky řešena pro vybraný turbulentní model zahrnující vlastnosti definovanými pro reálný plyn. Výpočetní síť v blízkosti stěny bude adaptována s ohledem na použitou sténovou funkci. Dále okolní oblast je ohraničena stěnami s definovanými příslušnými okrajovými podmínkami.

Výsledné hodnoty teplot na povrchu armatury matematického modelování pro druhou a třetí variantu numerické simulace budou porovnány s hodnotami získanými z experimentálního měření a vyhodnoceny do grafů. Hodnoty teplot na povrchu armatury jsou porovnávány pro stejné typy turbulentních modelů.

2 PŘEPRAVA ZEMNÍHO PLYNU

Stlačený zemní plyn (Compressed Natural Gas) se obvykle přepravuje v ocelových tlakových nádobách, a to v souladu s platnými legislativními předpisy. Tlakové nádoby nemohou být volně přepravovány, a proto jsou připevněny k pevnému a dostatečně tuhému ocelovému rámu, který může být nedílnou součástí dopravního prostředku. Tlakové nádoby se dnes nejčastěji přepravují po silnici bateriovými silničními vozidly a po železnici železničními bateriovými vozidly. Jestliže jsou tlakové nádoby ustaveny do rámu, který je rozebíratelně spojen s nápravou dopravního prostředku, a vytváří samostatný celek, je tento celek označen za kontejner [40], [41].

2.1 Aktuální stav virtuálních plynovodů

V současné době existuje možnost přepravy bateriových vozidel po silnicích všech kategorií od dodavatele až přímo k zákazníkovi. Tento způsob dopravy je převážně využíván v Arabských zemích a celé Asii. Plnění stlačeného zemního plynu (CNG) do přepravitelných zařízení je provedeno na místě odběru, kde nákladní vozidlo ustaví tažený bateriový vůz a následně pomocí vysokotlaké hadice připojené k vypouštěcímu ventilu zásobníku a odběrovému místu probíhá plnění. Bateriové vozidlo je složeno z několika sekcí tlakových nádob, ze kterých pak dochází k přepouštění samotného média. Bateriové vozidlo musí být tedy řádně ustaveno, aby mohl být proveden proces přepouštění média. Při dlouhodobém odběru malého množství média dochází k degradaci materiálu jednotlivých prvků podvozku, na kterém je umístěno toto bateriové vozidlo [40], [41].

2.2 Stlačený zemní plyn

Stlačený zemní plyn nachází uplatnění také jako palivo pro spalovací motory. Ve srovnání s naftou, benzinem i LPG je stlačený zemní plyn posuzován jako relativně ekologičtější palivo. Důležitým poznatkem je také to, že množství zásob zemního plynu jsou srovnatelně vyšší oproti zásobám ropy. Zemní plyn je naturální hořlavé médium a řadí se do kategorie fosilních paliv. Naleziště zemního plynu bývá samostatné, nebo v kombinaci s ropou, či černým uhlím. Hlavní složkou zemního plynu je především metan (až 98 %) a má malý podíl CO₂ oproti jiným fosilním palivům, proto je posuzován jako ekologické palivo. Zemní plyn je bezbarvý a bez zápachu [11], [21].

2.3 Fyzikální vlastnosti zemního plynu

Níže uvedené fyzikální vlastnosti zemního plynu jsou orientační, každé naleziště zemního plynu dává jiné vlastnosti. Liší se především v množství nasycených vyšších uhlovodíků, jako jsou propan a butan, které se liší podle těžební lokality. V následující tabulce (Tab. 2.1) jsou uvedeny základní fyzikální vlastnosti zemního plynu dle Plynářenské příručky pro atmosférický tlak $p_0=101325$ Pa a teplotu $t_0=0$ °C [20].

Tab. 2.1 Fyzikální vlastnosti zemního plynu

Médium	Zemní plyn	[-]
Hustota pro suchý stav plynu	0,7	[kg·m ⁻³]
Hustota pro kapalný stav	400	[kg·m ⁻³]
Molární hmotnost	16,4·10 ⁻³	[kg·mol ⁻¹]
Zápalná teplota	650	[°C]
Teplota plamene	1957	[°C]
Výhřevnost	34 - 35	[MJ·m ⁻³]
Dolní mez výbušnosti	4,3	[%]
Horní mez výbušnosti	15	[%]

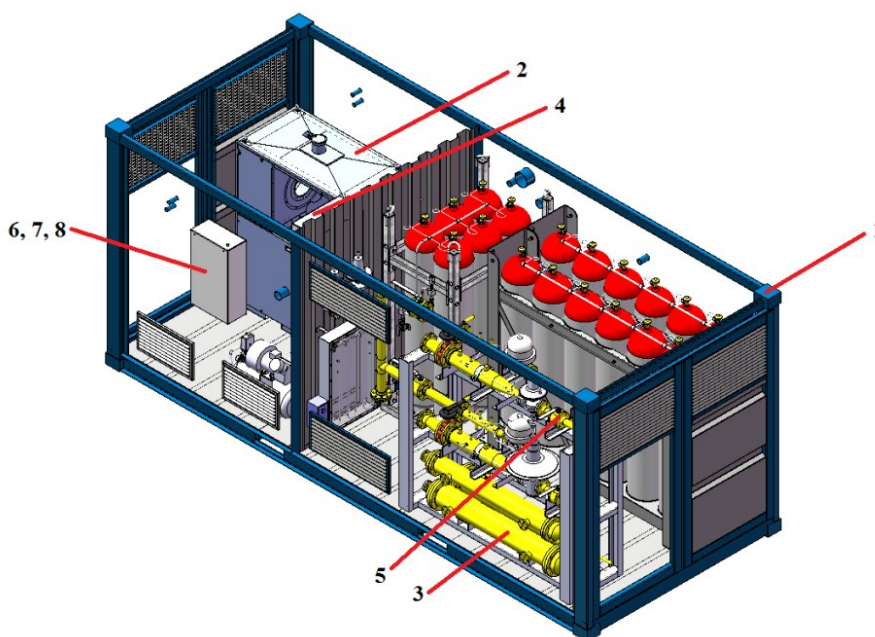
Výhoda zemního plynu je především v jeho nízké hmotnosti, z toho důvodu nedochází při úniku ke shromažďování v kontejneru. To je zároveň jedno z hlavních bezpečnostních hledisek. Další fyzikální vlastnosti zemního plynu lze dohledat v odborné literatuře [11].

3 POPIS MOBILNÍHO KONTEJNEROVÉHO ZAŘÍZENÍ

Společnost VÍTKOVICE-MECHANIKA a.s. vyvíjí unifikované přepravitelné zařízení pro plnění stlačeného a přepravu zemního plynu. Zařízení plní funkci především pro plnění zásobovacích stacionárních stanic, které jsou zároveň schopny během procesu expanze plynu ze svých zásobníků vytvářet elektrickou energii za pomoci turbíny. Jelikož během expanzního procesu dochází ke ztrátě vnitřní energie, bude tato ztrátová energie kompenzována tepelným výměníkem, jenž plní funkci pro předehřev plynu [40], [41].

Výsledné autonomní kontejnerové zařízení se skládá ze svazku tlakových nádob, regulačních stanic pro regulaci tlaku, turbíny pro výrobu elektrické energie a tepelného výměníku. Zmíněná koncepce tvoří oblast virtuálního plynovodu. Mobilní zařízení (kontejner ALFA) prezentuje nezávislý energetický uzel, využívající vlastních zásob stlačeného zemního plynu pro výrobu vlastní elektrické energie. Mobilní zařízení je tedy nezávislé na svém okolí a pracuje ze svých zdrojů [40], [41].

Kompletní kontejner Alfa je vyobrazen na následujícím obrázku (Obr. 3.1).



Obr. 3.1 Kontejner Alfa [40]

1 - Těleso kontejneru (konstrukce – rám, zaplechování a ostatní prvky), 2 - Turbína (sloužící pro výrobu elektrické energie), 3 - Tepelné výměníky, sloužící pro předehřívání média (CNG), 4 - Elektrický kotel pro ohřev vody ve výměnících. 5 – Regulační řada, 6 - Primární rozvodná skříň, 7 - Kabelové, nebo bezdrátové dálkové ovládání, 8 - Zabezpečovací systém.

Vytvářená elektrická energie z turbíny slouží k napájení ovládacího panelu i osvětlení. Tepelný výměník má za úkol předehřívát stlačený zemní plyn dříve, než bude docházet k jeho expanzi. Ohřev bude nastaven na zhruba 100 °C, a to z důvodu odstranění zamrznání ve vytvořené regulační řadě. Regulační řada jako jednotlivý prvek kontejneru ALFA je zkoušena na testovacím místě v okolí průmyslové pece [40], [41].

3.1 Technické, provozní parametry kontejneru ALFA

Z důvodu získání efektivnosti přepravy je konstrukční řešení kontejneru ALFA přizpůsobeno unifikovanému systému vycházející z ISO 668:1988. Kompletní tlakový systém včetně vybavení kontejneru vychází z ADR/RID 2013 i TPED-2010-35-ES. Jelikož kontejner je možné přepravovat na traileru, souhlasí s normou ISO 688:1988 řady 1CC. Kontejneru ALFA třídy 1CC jsou přiděleny i přípojné prvky souhlasící s normou ISO 1161:1984. Konstrukční provedení kontejneru ALFA včetně konstrukce souhlasí s požadavky dle výše uvedených norem. Zařízení je plněno kompresorem skrze vstupní koncovky. Celé zařízení je schopen ovládat jeden člověk [40], [41].

Tab. 3.1 Technické parametry Kontejneru Alfa

Plynová náplň	Stlačený zemní plyn (CNG)	
Pracovní tlak v systému p_{pr}	25,0	[MPa]
Zkušební tlak v systému p_{zk}	37,5	[MPa]
Rozsah pracovních teplot t	-40 až +65	[°C]
Vodní objem ocelové láhve V	0,16	[m ³]
Celkový počet lahví i	16	[1]
Celkový vodní objem V_c	2 880	[dm ³]
Celková výška kontejneru	2 591	[mm]
Celková délka kontejneru	6 058	[mm]
Celková šířka kontejneru	2 438	[mm]
Celková hmotnost včetně náplně m	16 000	[kg]

3.2 Výhody řešení kontejneru ALFA

Ojedinělost kontejneru ALFA je založena především na možnosti naložení celého zařízení na klasický návěs pro ISO kontejnery typové třídy 1CC. Samostatný návěs pro kontejner na rozdíl od bateriových vozidel není blokován a je možnost jej použít pro přepravu ISO kontejnerů. Možnost přepravy více kontejnerů postačuje pro jeden návěs s překladačem,

jež umožňuje složit více kontejnerů z návěsu hydraulickými rameny. Manipulace je umožněna i pro umístění kontejneru ALFA na železniční vagon. Jeřábová manipulace je také umožněna pro daný kontejner [40], [41].

3.3 Plynová spalovací mikroturbína

Dodavatelem turbíny je firma GGC Energy s.r.o. Jedná se o spalovací mikroturbínu, která byla odzkoušena dodavatelem. Turbína vyrábí elektrickou energii, která je využívána pro napájení ovládacího panelu. Tepelná energie, kterou turbína sekundárně produkuje, slouží především pro tepelný výměník, který bude plnit funkci ohřívače pro plynový rozvod stlačeného zemního plynu [40], [41].

Součástí plynové spalovací mikroturbíny je generátor elektrické energie, který slouží pro vytváření elektrické energie, která bude rozvedena do jednotlivých ovládacích, řídicích a ostatních prvků. Mikroturbíny naleznou uplatnění v různých aplikacích, ve kterých je možnost využití kogenerace. To znamená, že turbína dokáže zároveň vytvářet elektrickou energii a teplo. Turbína má velmi nízké emise a obsahuje jednu pohyblivou část, kterou je patentované vzduchové ložisko. Mikroturbína je kompaktní zařízení o nízké hmotnosti a její součástí je i velice sofistikovaný systém sloužící pro správu a diagnostiku i ze vzdáleného místa [40], [41].

Mikroturbína dodává elektrickou energii pro aplikace stejnosměrného proudu, jako jsou hybridní elektrická vozidla a další. Celý systém turbíny je složen z vlastní turbíny, palivového systému a nakonec výkonové elektroniky. Turbína obsahuje v první řadě kompresor a rekuperátor, dále pak turbínu, spalovací komoru a generátor. Chlazení je zde vzduchem a v zařízení jsou nainstalována kompaktní vzduchová ložiska. Kompresorové kolo, rotor turbíny i generátoru jsou na společné hřídeli, jež je jako jediná pohyblivá část. Přesněji se jedná o model turbíny od zahraničního výrobce Capstone C30. V kontejneru ALFA musí turbína pokrýt dvě energetické potřeby. Jde o vytvoření elektrické energie, která slouží pro vlastní provoz autonomního zařízení a dále musí splnit potřebu dodání elektrické energie sloužící k předehřevu stlačeného zemního plynu. Energie pro předehřev je dodávána ve velmi krátkém časovém úseku, aby nedocházelo k zamrzání redukčních komponent. Mikroturbína byla podrobena funkčním zkouškám, které prokázaly, že turbína je schopna pokrýt tyto požadavky a je tedy zahrnuta do systému CNG zásobníku. Funkčnost zabezpečovacího systému měření a regulace (MaR) byla také ověřena pro provoz a regulaci za všech předpokládaných provozních stavů, současně s požadovaným výstupem pro zajištění zpětné kontroly [40], [41].

3.4 Tepelný výměník

Z návrhu tepelného výměníku lze shrnout, že plynu při teplotě plynu $t=0^{\circ}\text{C}$ a tlaku cca $p=25\text{ MPa}$ je zapotřebí pro škrcení z teploty t_s v rozsahu od 45°C do 55°C , dodat stejné množství energie. Výkon výměníku pro první stupeň redukce z tlaku $p=25\text{ MPa}$ na tlak $p=400\text{ kPa}$ dosahuje velikosti 25 kW při průtočném množství $300\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. Pro dané podmínky výkon dosahuje maximálně $41,3\text{ kW}$, to je pro maximální průtočné množství výměníku $600\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. Teplota ohřívacího média ve výměníku by se tedy neměla dostat pod 50°C , aby teplota ohřívajícího zemního plynu neklesla pod -10°C [40], [41].

Ochlazením plynu v druhém stupni regulace, respektive při škrcení z přetlaku o velikosti 400 kPa na přetlak 170 kPa . Příslušný pokles teploty v druhém stupni regulace představuje přibližně velikost $1,1\text{ K}$. Pokud se uvažuje průtočném množství o velikosti $300\text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$, pak velikost výkonu potřebného pro pokrytí tohoto efektu činí pouhých řádově několik málo desetin kW. Z konstrukčního hlediska regulační řady je vhodné kompletní potřebný výkon dodat ještě před prvním stupněm redukce [40], [41].

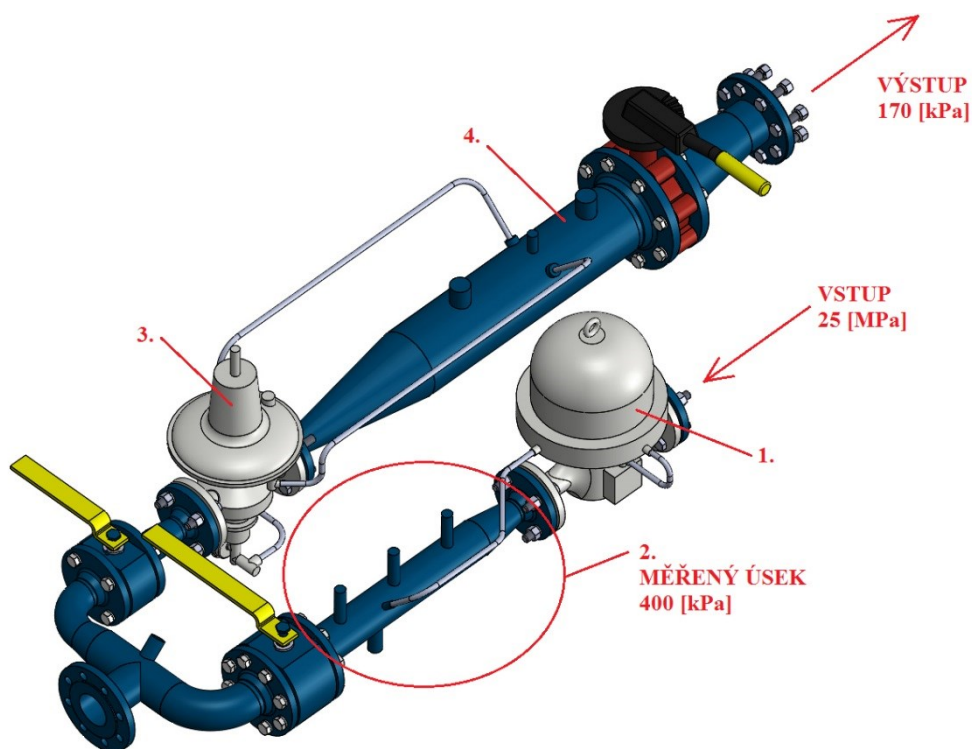
3.5 Regulační řada

Unikátní regulační řada je složena z několika stupňů a vytváří tak hlavní část virtuálního plynovodu. Regulační řada je schopna regulovat tlak z proměnlivého vstupního tlaku, který dosahuje hodnot od 25 MPa do hodnot 4 MPa až na výstupní tlak. Regulační řada se skládá především ze dvou regulátorů tlaku, uzavíracích armatur. Regulační řada obsahuje řešení pro předešívání plynu v oblasti před expanzí stlačeného zemního plynu. Expanze zde nastává z důvodu poklesu vnitřní energie. Předešív je zde umístěn z důvodů dosažení kladných hodnot teplot výstupního plynu [40], [41].

Na obrázku (*Obr. 3.2*) je znázorněn model regulační řady. Regulační řada je složena z regulátoru tlaku prvního stupně (1), kde je redukován tlak ze vstupního tlaku vystupujícího ze zásobníku, na redukováný tlak o velikosti $p=400\text{ kPa}$. Za regulátorem prvního stupně následuje měřený potrubní úsek (2). Tento potrubní úsek je následně hlavním místem měření k získání okrajových podmínek pro matematickou simulaci proudového pole stlačeného zemního plynu. Měřený úsek se skládá z rozšiřující se armatury a rovného úseku potrubí. Měřený úsek je osazen snímači teploty pro změření teploty uvnitř a na povrchu při proudění stlačeného zemního plynu. Dále je vedle snímače teploty umístěn i manometr pro měření přetlaku ve výstupní části. Za měřeným úsekem následuje regulátor tlaku druhého stupně (3), který zde reguluje tlak vystupující z měřeného úseku (2) na tlak o velikosti $p=170\text{ kPa}$.

Za výstupem z regulátoru druhého stupně následuje potrubní rozvod (4). Tento úsek se opět skládá z rozšiřující se armatury a rovného potrubního úseku, ovšem jiných velikostí. Před výstupem z regulační řady je umístěna uzavírací klapa.

V kontejneru Alfa jsou umístěny dvě takové regulační řady. První regulační řada redukuje tlak ze zásobníku na výstupní tlak 170 kPa. Druhá regulační řada je stejné konstrukce jako první, jen regulátor druhého stupně slouží pro redukci tlaku ze zásobníku na přetlak ve výstupu o velikosti 2,2 kPa.

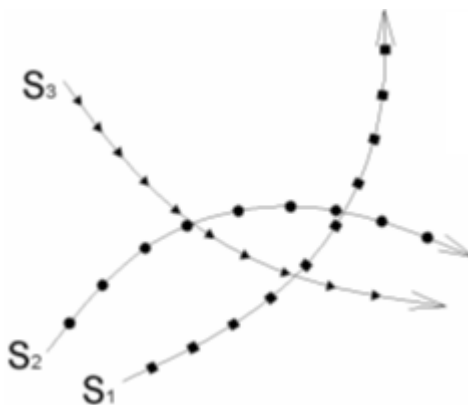


Obr. 3.2 Regulační řada

1-Regulátor tlaku 1°, 2-Potrubní úsek za regulátorem 1° (Měřený úsek), 3- Regulátor tlaku 2°, 4-Potrubní úsek za regulátorem 2°.

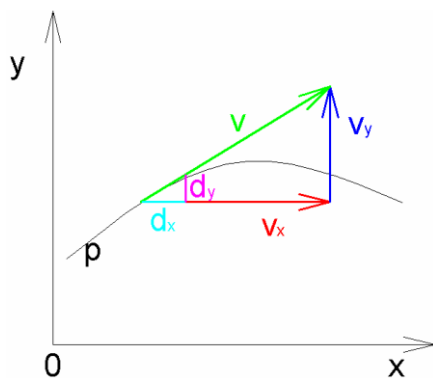
4 TEORIE PROUDĚNÍ TEKUTIN

Proudění představuje pohyb tekutin. Pohyb tekutin je mnohem náročnější oproti pohybu pevných částic, neboť dílčí částice média zaměňují mezi sebou vzájemnou polohu. Jednotlivé částice proudícího média mají svou rychlost v . Velikost i směr rychlosti těchto dílčích částic média je v čase proměnný. Řešení proudění tekutin lze rozdělit do třech skupin. První skupinu tvoří řešení proudění v prostoru jako 3D úlohu. Další skupinu tvoří řešení 2D úloh v rovině. Nakonec třetí skupinu řešení lze popsat jako řešení po křivce jako 1D úlohu. Všechny skupiny řešení jsou založeny na principu pozorování pohybu dílčí částice tekutiny jako sledování hmotného bodu, nebo je úloha řešena komplexně v časové závislosti. Dráha pohybu částice je závislá na typu proudění. Je-li proudění v rovnovážném stavu, je trajektorie dráhy neměnná v čase. V opačném případě, kdy proudění není ustálené, nastávají změny trajektorie v každém časovém úseku a trajektorie je proměnná [3].

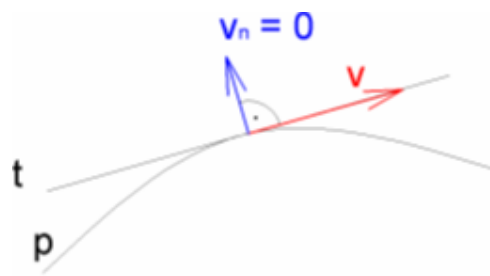


Obr. 4.1 Ukázka dráhy pohybu proudnic za neustáleného proudění [3]

Trajektorie pohybu dílčích částic je opisována proudnicemi. Proudnicemi jsou myšleny imaginární čáry, u kterých tečny vytvořené v libovolných bodech ukazují směr vektoru rychlosti. Libovolným bodem prochází pouze jedna proudnice a proudnice různých bodů se nemohou vzájemně protínat. Za neustáleného proudění jsou vytvářeny proudnice různými částicemi a nejsou shodné s dráhami částic. Za ustáleného proudění jsou proudnice vytvářeny částicemi, které mají konstantní rychlost a proudnice jsou tedy shodné s drahami částic. Matematické řešení proudnice plyne na základě podobnosti trojúhelníků elementů složek rychlosti a velikosti elementárních drah, jež jsou ve směru daných os souřadnicového systému [3].



Obr. 4.2 Vykreslení proudnice [3]



Obr. 4.3 Vykreslení proudnice s prvky rychlosti [3]

Proudové vlákno lze chápat jako plošný průřez trubice, v níž proudí médium. Proudová trubice vzniká spojením všech proudnic s proudovým vláknem. Jelikož je plášť tvořen proudnicemi, tak má i stejné vlastnosti jako proudnice. Směr rychlosti proudění je v tečném směru k bodu na proudnici. Normálové složky rychlosti vzhledem k plášti nabývají nulových hodnot a proto je tedy nemožné, aby kterákoliv částice prostoupila hranicemi proudové trubice. Proudová trubice lze také chápat jako hranice mezi dvěma oblastmi, z nichž jedna oblast je v proudové trubici a druhá oblast je v oblasti vně proudové trubice. Z výše uvedeného tedy platí, že částice nemohou přecházet z jedné oblasti do druhé.

4.1 Rozdělení proudění

Proudění tekutin lze rozdělit na proudění ideální tekutiny (jedná se o nevazkou tekutinu) a na proudění reálné tekutiny (jedná se o vazkou tekutinu). Proudění ideální tekutiny se dále rozděluje na proudění potenciální a vířivé, kdežto proudění reálné tekutiny se rozděluje na proudění laminární a turbulentní. Ideální (teoretické) proudění je rozdělováno na potenciální proudění a proudění vířivé [3].

Potenciální proudění tekutiny

Potenciální proudění tekutiny je takové proudění, u kterého se jednotlivé částice tekutiny pohybují přímočarým pohybem, případně křivočarým pohybem, a to tak, že vzhledem k vlastní ose rotace, která je kolmá rovině pohledu (respektive pozorovateli), nevykouvává rotační pohyb. Tento typ pohybu se také vztahuje k tzv. potenciálnímu víru s výjimkou středové proudnice [3].

Vířivé proudění tekutiny

Vířivé proudění tekutiny je obdobou proudění potenciálního jen s tím rozdílem, že částice tekutiny konají rotační pohyb vzhledem k vlastní ose z pohledu roviny pohledu pozorovatele [3].

Laminární proudění tekutiny

Za laminární proudění je považováno takové proudění tekutiny, během kterého jsou proudnice vzájemně rovnoběžné a nedochází k jejich vzájemnému mísení (promíchávání). Pohyb částic tekutiny je tedy jako by ve vrstvách. Laminární proudění se také označuje jako proudění vrstvené, kde mezi jednotlivými vrstvami je předpoklad výskytu vnitřního tření a pro tekutinu je platný Newtonův zákon viskozity. Z tohoto tvrzení je usuzováno, že proudění je stacionární [3].

Turbulentní proudění tekutiny

Za turbulentní proudění tekutiny je považováno takové proudění tekutiny, během kterého dochází k jejich vzájemnému mísení proudnic. Během turbulentního proudění dochází nejen k posuvnému pohybu částic tekutiny, ale i k jejich neuspořádanému vlastnímu pohybu. Tento neuspořádaný vlastní pohyb částic tekutiny je hlavním zdrojem tvorby virů. Jednotlivé částice konají tedy takový pohyb, během kterého mají částice různé rychlosti. Z tohoto tvrzení je usuzováno, že proudění je nestacionární [3].

Proudění z pohledu kinematiky tekutin

Proudění tekutin lze rozdělit dle kinematického hlediska na proudění prostorové a na proudění závislé na čase. Prostorové proudění se dále rozděluje na proudění v prostoru jako ve (3D úloha), dále pak jako proudění v rovině (2D úloha) a nakonec jako proudění po křivce (1D). Proudění, jež je závislé v čase lze rozdělit na proudění stacionární (ustálené) a nestacionární (neustálené) [3].

Proudění dle uspořádání v prostoru

Prostorové řešení proudění lze také chápat jako uspořádané proudění v prostoru. Nejnáročnější je řešení proudění v prostoru, kde jednotlivé složky veličin mají své souřadnice pro směr v ose x , y , z . Dále je řešení 2D proudění, pro které je charakteristický dvourozměrný prostor se souřadnicemi x a y . Nakonec lze proudění řešit jako 1D, úlohu kde veličiny jsou závislé pouze na jedné souřadnici. Příkladem je například řešení rychlosti v závislosti na dráze [3].

Proudění podle závislosti na čase

Proudění v závislosti na čase lze rozdělit na závislé a nezávislé. Za nezávislé proudění v čase je považováno proudění stacionární a naopak proudění, které je časově závislé, je považováno za proudění nestacionární [3].

4.2 Tlakové ztráty v potrubním systému

Potrubní systém lze chápat jako systém složený z přírub, potrubí, armatur, ventilů, redukci, zúžení či rozšíření a různých tvarovek. V reálném systému nedochází k ideálnímu transportu média (tekutiny) z jednoho konce na druhý a v systému vznikají odpory, které vytvářejí ztráty v potrubním systému [1].

4.2.1 Charakteristika třecích ztrát

Třecí ztráty reprezentují odpory působící po celé délce potrubí. Jelikož jsou tyto třecí odpory rozloženy po celé délce potrubí, lze je považovat jako spojitý parametr odporu. Mezi třecí odpory patří především třecí ztrátová výška, či ztrátový tlak popsáný vztahem (4.1). Pro výpočet tlakové ztráty vlivem tření platí následující vztah [6]:

$$p_z = \lambda \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \rho \quad (4.1)$$

Kde	p_z – tlaková ztráta	[Pa]
	λ – součinitel tření	[1]
	l – délka potrubí	[m]
	d_h – velikost hydraulického průměru	[m]
	v – rychlost proudění	[m·s ⁻¹]
	ρ – hustota	[kg·m ⁻³]

Ve výše uvedeném vztahu se objevuje součinitel λ . Tento součinitel se nazývá součinitel tření λ a souvisí s režimem proudění tekutiny (respektive na hodnotě Reynoldsova čísla). Zdá se, že se jedná o laminární, nebo turbulentní proudění určuje velikost Reynoldsova čísla. Reynoldsovo číslo je považováno za bezrozměrnou veličinu, jež zahrnuje síly setrvačné a také velikost viskozity. Velikost Reynoldsova čísla určuje velikost vnitřních třecích sil vzhledem k celkovému odporu. Reynoldsovo číslo je popsáno vztahem (4.2).

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \quad (4.2)$$

Kde	Re – velikost Reynoldsova čísla	[1]
	ν – kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]

Hodnota Reynoldsova čísla, která rozděluje oblast laminárního a turbulentního proudění se nazývá kritické Reynoldsovo číslo. Kritická hodnota Reynoldsova čísla je různá, neboť záleží na velikosti hydraulického průměru. Například pro potrubí charakteristické kruhovým průřezem se v odborné literatuře uvádí hodnota $Re_{kr} = 2320$ [1], [6], [25], [26].

Součinitel tření λ je matematicky popsán pro oba režimy proudění (laminární i turbulentní). Pro laminární proudění je hodnota součinitele tření popsána matematickým vztahem

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (4.3)$$

Pro turbulentní proudění existuje více matematickým vztahů dle různých autorů. U turbulentního proudění je brán zřetel i na drsnost stěny potrubí k . Součinitel tření pro turbulentní proudění je tedy závislý nejen na velikosti Reynoldsova čísla, ale také na velikosti součinitele drsnosti stěny potrubí k , $\lambda = f(Re, k)$. Například Blasius uvedl vztah součinitele tření pro hydraulicky hladká potrubí v podobě [6].

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (4.4)$$

Tento matematický zápis platí pouze v omezeném rozsahu Reynoldsova čísla, a to v rozsahu od hodnoty 2 320 do hodnoty 80 000. Kromě toho jsou další matematické zápisy pro popis součinitele tření turbulentního proudění [6], [9].

Výše uvedené vztahy jsou platné pro potrubí s kruhovým průřezem. Pro potrubí s nekruhovým průřezem a aplikace v oblasti turbulentního proudění se vychází z hydraulického průměru, který je popsán matematickým vztahem [6].

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{o} \quad (4.5)$$

4.2.2 Charakteristika místních ztrát

Místní ztráty v potrubním rozvodu vznikají v určitých úsecích nebo prvcích systému. Jedná se především o tvarovky, armatury a veškerá místa, kde dochází ke změně průřezu jako je v rozšíření nebo zúžení. U místních ztrát se určuje ztrátová velikost tlaku a velikost ztrátové výšky. Velikost tlakové ztráty je popsána matematickým vztahem (4.6) [6].

$$p_z = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (4.6)$$

Kde ξ – součinitel místní ztráty [1]

Velikost ztrátové výšky je popsána matematickým vztahem (4.7).

$$h_z = \xi \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (4.7)$$

Součinitel ξ udává velikost místní ztráty a jeho hodnota je zjišťována experimentálním měřením. V mnoha literaturách je velikost tohoto součinitele uvedena v grafech, které jsou charakteristické pro dílčí prvky potrubního systému. Teoretická hodnota ztrátového součinitele pro rozšiřující se, nebo zužující se potrubí lze teoreticky popsat vztahem (4.8) [6].

$$\xi = \lambda \cdot \frac{l}{d} \quad (4.8)$$

5 EXPANZE PLYNU

Aby bylo docíleno využití co největšího množství energie, může být energie stlačeného plynu přivedena do expanzní turbíny. Energie stlačeného zemního plynu vstupuje do turbíny a svou vnitřní energií roztáčí rotační část turbíny (rotor), která je hlavní částí pohonu elektrického generátoru. Dosažená velikost práce odpovídá velikosti rozdílu entalpií mezi vstupní a výstupní částí expanzní turbíny. To způsobuje velice rychlé ochlazení média. Teploty dosahující kladných hodnot jsou důležitým faktorem pro výrobu expanzní turbíny. Dosahuje-li se záporných hodnot, nastává nejen proces mrznutí vodní páry, ale také dochází ke kondenzaci propanu a butanu. Kondenzace těchto prvků je příčinou nepříznivého provozního stavu. Tento stav je velice nežádoucí u expanzních turbín s radiálními, či radiálně-axiálními oběžnými koly. V turbíně vzniká také teplo, které je využíváno pro ohřev média (stlačeného zemního plynu) v rekuperačním výměníku. Snižování teploty zemního plynu souvisí se vznikem hydrátu, proto je nutné brát i ohled na možné zamrzání vody v plynu. Z tohoto důvodu je potřeba ohřívat plyn ještě před jeho expanzí [10], [11], [40], [41].

Velikost potenciální energie média se u regulačních řad maří expanzí (způsobeno škrcením), během které neprobíhá vnější práce a velikost entalpie média je stejná (konstantní). Dochází ovšem ke změně teploty média a tento děj popisuje Joule - Thomsonův efekt [11], [40], [41].

Joule - Thomsonův efekt je vyjádřen součinitelem, jenž je definován poměrnou hodnotou teplotní změny k tlakové změně za konstantní entalpie $i = \text{konstantní}$.

$$k_{JT} = \left(\frac{\Delta T}{\Delta p} \right)_i \quad (5.1)$$

Kde	k_{JT} – součinitel Joule - Thomsonova efekt	[K·Pa ⁻¹]
	ΔT – změna teploty	[K]
	Δp – tlaková změna	[Pa]
	i – měrná entalpie	[J·kg ⁻¹]

Pro rozsahu teplot od $t=0$ °C do $t=100$ °C a velikost tlaku do $p=0,6$ MPa je škrtící efekt závislý jen na velikosti počáteční teploty a velikost počátečního tlaku je v tomto případě zanedbatelná. Z tohoto důvodu je možnost tyto děje zapsat vztahem [40], [11], [41].

$$k_{JT} = \left(\frac{dT}{dp} \right)_i = \alpha \cdot \left(\frac{273}{T} \right)^2 \quad (5.2)$$

Pokud se jedná o případ s vyšší velikostí vstupního tlaku než je 0,6 MPa, je Joule - Thomsonův efekt závislý i na velikosti počátečního tlaku a nelze ji zanedbat. Pro tento případ je nutné aplikovat Joule - Thomsonovu rovnici v diferenciálním tvaru [11], [40], [41].

$$k_{JT} = \frac{A}{c_p} \cdot \left[T \cdot \left(\frac{dV}{dt} \right) - V_m \right] \quad (5.3)$$

Kde A - konstantní hodnota [1]
 c_p - měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku [Pa]
 V_m - měrný objem [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

Pokud je známá stavová rovnice ideálního plynu a také velikost měrné tepelné kapacity c_p , lze z Joule-Thomsonovy rovnice v diferenciálním tvaru vyjádřit teplotní změnu způsobenou škrcením. V praxi se uvažuje hodnota k_{JT} pro zemní plyn za obvyklých hodnot teploty a tlaku $k_{JT} = 4 \text{ K} \cdot \text{MPa}^{-1}$. To znamená, že při velikosti tlakového spádu $\Delta p = 1 \text{ MPa}$ poklesne teplota média zhruba o $\Delta T = 4 \text{ K}$ [11], [40], [41].

$$\Delta T = k_{JT} \cdot \Delta p \quad (5.4)$$

Kde k_{JT} - Joule-Thomsonův součinitel [1]
 Δp - tlaková změna [Pa]

Převrácená hodnota teploty pro mnoho reálných plynů dosahuje vyšších hodnot, oproti teplotě atmosférické, a proto při škrcení dochází k ochlazování těchto reálných plynů. To neplatí pro Vodík a Hélium, neboť u těchto plynů dochází k opačnému jevu při škrcení, a to k ohřívání [41].

Potenciální energie, jež vzniká nevratným mařením na škrtícím ventilu, lze využít k transformaci na mechanickou práci, kterou vytváří expanzní stroj. Jedná se o adiabatickou expanzi plynu v expanzním stroji. Adiabatická změna je taková změna, při které nedochází při expanzním ději v systému k vzájemné výměně tepla s vnějším okolím. Adiabatická technická práce A_{tad} , jež je odpovídající diferencí entalpií za adiabatického děje, je popsána matematickým vztahem [11], [40], [41].

$$A_{tad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot V_m \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (5.5)$$

Kde χ - adiabatický exponent (1,3) [1]
 p_1 - vstupní tlak (pro expanzní turbínu) [Pa]
 p_2 - výstupní tlak (pro expanzní turbínu) [Pa]
 V_m - měrný objemu na vstupu [m^3]

Za adiabatické expanze dochází k vzájemné teplotní změně média. To je popsáno vztahem

$$T_1 \cdot p_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_2 \cdot p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (5.6)$$

Kde	p_1 - vstupní tlak (pro expanzní turbínu)	[Pa]
	p_2 - výstupní tlak (pro expanzní turbínu)	[Pa]
	T_1 - teplota před expanzí (počáteční)	[K]
	T_2 - teplota za expanzi	[K]
	χ - adiabatický exponent (1,3)	[1]

Z výše uvedených vztahů platí, že velikost adiabatické práce se zvětšuje se zvětšujícím se expanzním poměrem. Jelikož počáteční stav popisuje stavová rovnice dle vztahu: [11], [40], [41].

$$p_1 \cdot V_1 = z \cdot R \cdot T_1 \quad (5.7)$$

Kde	R - univerzální plynová konstanta (molová)	[J·kmol ⁻¹ ·K ⁻¹]
	V_1 - velikost objemu	[m ³]
	z - kompresibilní faktor	[1]

Je možné rovnici pro adiabatickou technickou práci upravit a zapsat ve tvaru

$$A_{tad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot z \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (5.8)$$

Ve výše uvedeném vztahu představuje podíl tlaků p_1 ku p_2 . Velikost tlaku p_2 představuje tlak na vstupu (například u expanzní turbíny). Velikost tlaku p_2 představuje velikost výstupního tlaku (například u expanzní turbíny). Podíl těchto tlaků, lze zapsat jako expanzní poměr, který je popsán vztahem [11], [40], [41].

$$\epsilon = \frac{p_1}{p_2} \quad (5.9)$$

Kde	ϵ - expanzní poměr	[1]
-----	-----------------------------	-----

Velikost adiabatické práce zároveň narůstá spolu s nárůstem velikosti počáteční teploty. Proto je tedy vhodné ohřívat médium (plyn) ještě před expanzí ve výměníku, neboť tak by bylo docíleno maximálního dosažení nejvyšší vnější mechanické práce [11].

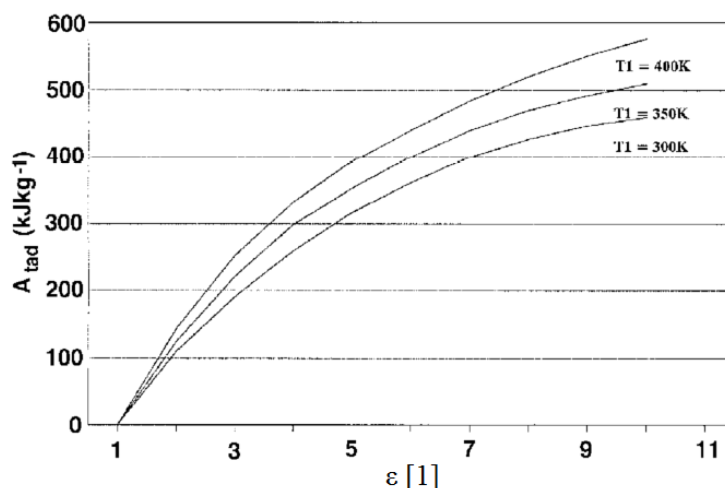
Velikost kompresibilního faktoru pro zemní plyn lze popsat matematickým empirickým vztahem [11], [30]

$$z = 1 - \frac{\left(\frac{400}{T} - 1 \right) \cdot p}{20} \quad (5.10)$$

Kde	p – absolutní tlak	[MPa]
	T – teplota	[K]

Z matematického zápisu upravené rovnice pro adiabatickou technickou práci vyplývá, že velikost adiabatické práce se zvětšuje také se zvětšující se teplotou u expanze. Pro dosažení maximální velikost vnější mechanické práce přichází v úvahu ohřev média (plynu) ještě v oblasti před expanzní turbínou [11].

Následující graf vyobrazuje závislost mezi adiabatickou prací a expanzním poměrem. Jednotlivé křivky v grafu jsou definovány pro různé vstupní teploty, přesněji pro 300 K, 350 K a 400 K.



Obr. 5.1 Adiabatická práce v závislosti na velikosti expanzního poměru [11]

Jelikož proces ochlazování zemního plynu souvisí se vznikem hydrátu, přichází k úvaze vznik nepříznivého jevu zamrzání vody, jež je obsažena v médiu (plynu). Z tohoto důvodu je i nutností zařadit do systému předeheřev, jež bude ještě před samotnou expanzí [8], [10], [11].

Závislost mezi teplotou a tlakem u adiabatického děje lze popsat rovnicí

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (5.11)$$

Kde κ – adiabatický exponent [1]

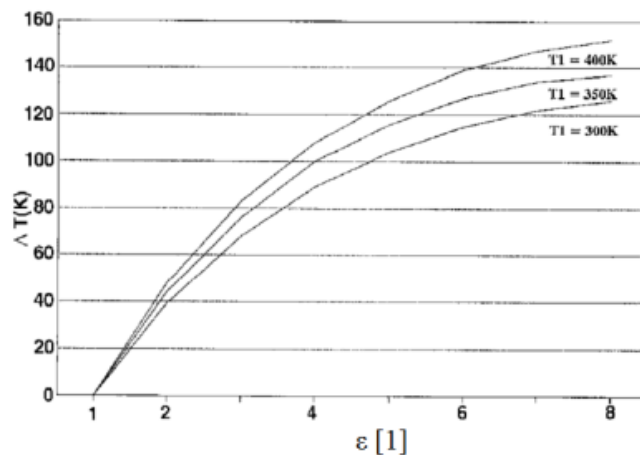
Jestliže je znám expanzní poměr a velikost výstupní teploty za procesem expanze, je nenáročné vypočítat velikost vstupní teploty ještě před procesem expanze [11].

Po dosazení

$$T_2 = T_1 - \Delta T \quad (5.12)$$

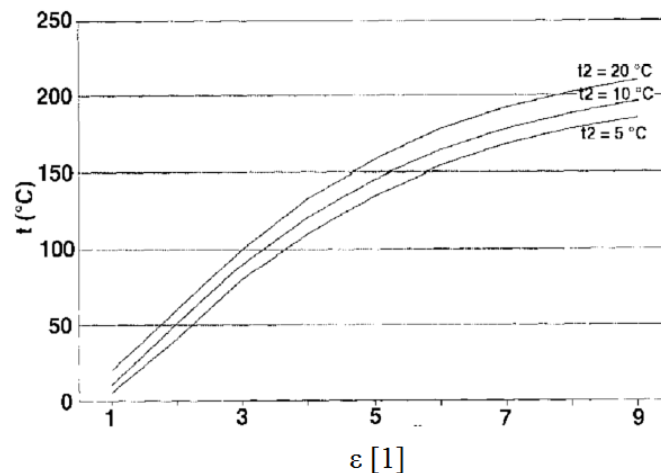
$$\Delta T = \frac{T_1}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (5.13)$$

Následující graf ukazuje závislost mezi změnou teploty (poklesem) a expanzním poměrem. Jednotlivé křivky v grafu jsou definovány pro různé vstupní teploty, přesněji pro 300 K, 350 K a 400 K.



Obr. 5.2 Graf závislosti mezi poklesem teploty a expanzním poměrem [11]

Na grafu níže je ukázka závislosti mezi počáteční teplotou média vstupujícího do expanzní turbíny a expanzním poměrem. Grafy jsou vytvořeny pro zadané výstupní teploty (5 °C, 10 °C a 20 °C).



Obr. 5.3 Graf závislosti mezi počáteční teplotou a expanzním poměrem [11]

Hodnota pro expanzní práci, jež je definována pro daný typ expanzních turbín je možné zapsat ve tvaru

$$A_T = c_p \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_{i,T} = c_p \cdot T_3 \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right] \cdot \eta_{i,T} \quad (5.14)$$

Kde c_p - měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku [J·kg⁻¹·K⁻¹]

$\eta_{i,T}$ - vnitřní účinnost turbíny [1]

Alternativou může být rovnice

$$A_T = r \cdot T_3 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right] \cdot \eta_{i,T} \quad (5.15)$$

V chladném ročním období mohou vznikat značné problémy u expanze média (plynu) v turbíně, neboť dochází k výraznějšímu snížení teploty. Z tohoto hlediska je důležité zahrnout do systému přehřev a provádět ohřev plynu na teplotu T_3 . Nejen expanzní poměr, ale také i velikost vnitřní účinnosti turbíny jsou pevně určeny konstrukčním návrhem dané turbíny, a proto je pro stanovení velikosti potřebné teploty pro přehřívání důležitý parametr výstupní teploty T_4 , jež vychází z turbíny. Velikost teploty T_3 , jež je před samotnou expanzí, je možné matematicky popsat dle rovnice: [7], [8], [11], [40], [41].

$$T_3 = \frac{T_4}{1 - \eta_{i,T} \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right]} \quad (5.16)$$

Velikost dodaného tepelného toku je možné popsat vztahem

$$P = c_p \cdot (t_3 - t_p) \cdot Q_v \quad (5.17)$$

Kde	t_3 - konečná teplota zemního plynu po přehřátí	[°C]
	t_p - počáteční teplota zemního plynu před přehřátím	[°C]
	c_p - měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
	Q_v - objemový tok zemního plynu	[m ³ ·s ⁻¹]

6 SDÍLENÍ TEPLA KONVEKČÍ

Sdílení tepla konvekčí je nutno rozdělit na konvekci přirozenou a nucenou. Přirozená konvekce nastává tehdy, je-li proudění způsobeno vlivem vztlačových sil, které mají za následek nerovnoměrné rozložení teplotní oblasti. Naopak nucenou konvekci lze chápat jako přestup tepla za nuceného proudění, kde je okolní rychlost proudění okolního média je mnohem vyšší, než u volné u volné konvekce. Příkladem je tedy nucená konvekce v tepelném výměníku, kde okolní kapalina koná nucený pohyb proudem kapaliny [9], [15].

Přestup tepla je z hlediska fyziky velice složitý proces, jež je závislý na mnoha parametrech. Fourierův zákon veškeré potřebné parametry zahrnuje v součiniteli přestupu tepla a výsledný tepelný tok je popsán vztahem [9], [15].

$$Q = S \cdot \alpha \cdot (t_s - t_e) \quad (6.1)$$

Kde	Q - energie (teplo)	[J]
	S - velikost teplosměnné plochy	[m ²]
	α - součinitel přestupu tepla konvekčí	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
	t_s - povrchová teplota stěny	[°C]
	t_e - teplota okolí	[°C]

Součinitel α se získává experimentálním měřením, případně z kritériálních rovnic. Kritériální rovnice představují závislosti mezi bezrozměrnými soubory veličin, jež jsou vycházející z fyzikální podobnosti za přestupu tepla. V tomto případě výpočet postačí pouze s některými kritériálními rovnicemi. Hlavními kritérii jsou Nusseltovo kritérium, Prandtlovo kritérium a Grashofovo kritérium. [9], [15].

Nusseltovo číslo je definováno vztahem

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (6.2)$$

Nebo

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (6.3)$$

Prandtlovo číslo je definováno vztahem

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (6.4)$$

Kde	ν - kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
	a – součinitel teplotní vodivosti	[m ² ·s ⁻¹]

Grashofovo číslo je definováno vztahem

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta t \cdot d_h^3}{\nu^2} \quad (6.5)$$

Kde	β - teplotní roztažnost	$[\text{K}^{-1}]$
	g - gravitačního zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
	Δt - rozdíl teplot stěn	$[\text{°C}]$
	d_h - charakteristický rozměr	$[\text{m}]$
	ν - kinematická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

Součinitel teplotní roztažnosti je definován vztahem

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (6.6)$$

Kde	T - střední teplota	$[\text{K}^{-1}]$
-----	-----------------------	-------------------

Nusseltovo číslo pro volnou konvekci je definováno vztahem

$$Nu = \frac{\alpha \cdot \lambda}{d} \quad (6.7)$$

Kde	α - součinitel přestupu tepla konvekcí	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
	λ – součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
	d - charakteristický rozměr	$[\text{m}]$

7 CFD MODELOVÁNÍ

Základní zákony pro zachování hmoty, hybnosti a energie popisují rovnice v diferenciálním tvaru. Tyto diferenciální rovnice popisující výše uvedené zákony jsou spojeny s počátečními a okrajovými podmínkami. Analytické řešení těchto diferenciálních úloh je poměrně náročnou operací a možnost aplikace náleží pouze velmi jednoduchým úlohám. Z tohoto důvodu je dnes výhodnější aplikovat numerické metody modelování. Numerickými metodami je možné řešit mnoho fyzikálních jevů souvisejících s řešením pohybu látek. Řešení proudění tekutin souvisí s výskytem mnohých dějů, kterými jsou například [2].

- 2D proudění (respektive rovinné proudění), 3D proudění (respektive proudění v prostoru) a nakonec proudění, jež je osově symetrické.
- Proudění v přechodových oblastech, stacionární (ustálené) a nestacionární (vírové)
- Proudění laminárního a turbulentního charakteru v různých geometriích
- Proudění stlačitelných a nestlačitelných tekutin
- Modelování přenosu tepla, radiace a přirozené i smíšené konvekce.
- Modelování přenosu chemických látek, směsí a jejich reakcí (například hoření)
- Modelování proudění tekutin a pevných částic, bublin a fázových přeměn. Dále modelování proudění s volnou hladinou.

Ve většině případů se řeší trojrozměrné úlohy (3D), které jsou zároveň funkcí času, a řešení je obvykle popsáno parciálními diferenciálními rovnicemi, u kterých je nutností aplikovat numerické metody. Pro tyto účely byly vytvořeny speciální CFD (Computational Fluid Dynamics) [2] programové systémy. Takových programových systémů je dnes mnoho a jedním z nich je například Ansys - Fluent nebo Ansys - CFX. Pro správné používání CFD programových systémů je zapotřebí mít potřebné vědomosti k dané problematice, jako je například znalost z oblasti proudění tekutin, znalost numerických metod a také znalosti z oblasti výpočetní techniky. Při matematickém modelování je důležitým faktorem správná volba numerického modelu. Volba vhodného matematického modelu není tak jednoduchá, neboť je metoda řešení závislá na mnoha faktorech, ve kterých jsou zahrnuty matematické, fyzikální a různé technické principy. Nejdůležitějším kritériem jsou okrajové podmínky jako vstupní data dané úlohy. Dalším důležitým kritériem je správné sledování vypočtených hodnot a provádět kontroly výstupních dat [2].

Program Ansys - Fluent je založen na řešení metodou konečných objemů. Je třeba, aby uživatel tohoto programu měl znalosti ohledně této metody, neboť velikost konečných objemů je zásadní pro návrh hustoty sítě na modelu. Výsledné zpracování výstupních dat je poměrně náročné, především u 3D úloh. Nejlépe je mít k dispozici experimentální měření. Tím je možno data z matematického numerického modelu verifikovat (porovnat) s daty získanými z reálného experimentu a ověřit si i správnost řešení numerické simulace [2].

7.1 Přenos hmoty, hybnosti a energie pro neizotermního proudění skutečné tekutiny

Při vyšetřování proudění se obecně vychází ze třech zákonů fyziky. Jedná se o zákony zachování hmotnosti, hybnosti a energie. V dalších případech se může jednat o ostatní skalární veličiny. Zmíněné fyzikální zákony jsou popsány rovnicí kontinuity, Navier-Stokesovými rovnicemi a rovnicí energie. Úloha, definována jako turbulentní, nestlačitelné a neizotermní proudění je popsána následovně [1].

Rovnice kontinuity

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (7.1)$$

Navier - Stokesovy rovnice

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + f_x \quad (7.2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + f_y \quad (7.3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + f_z \quad (7.4)$$

Rovnice přenosu tepla vycházející ze zákona zachování energie

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z} = \alpha \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \alpha \cdot \phi \quad (7.5)$$

$$\phi = 2 \cdot \left(\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right) + \left(\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right) \quad (7.6)$$

Součinitel α představuje součinitel teplotní vodivosti a je definován vztahem

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (7.7)$$

7.1.1 Turbulentní model $k - \varepsilon$

Dvourovnicové turbulentní modely $k - \varepsilon$ jsou obecně nejčastěji používané turbulentní modely pro CFD modelování (Computational Fluid Dynamics). Modely při výpočtu pracují s Boussinesqovou hypotézou o vírové viskozitě. Jedná se o dvourovnicové modely, které stanovují turbulentní kinetickou energii (k) a rychlost disipace (ε). Transportní rovnice se stanoví z Navier – Stokesových rovnic a jsou zapsána ve tvarech [1], [32]:

Rovnice pro výpočet turbulentní kinetické energie k

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_j} \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left(\frac{v_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + v_t \cdot \left(\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \right) \cdot \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - C_D \cdot \frac{\sqrt{k^3}}{l} \quad (7.8)$$

Rovnice pro výpočet rychlosti disipace ε

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_j} \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left(\frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \cdot v_t \cdot \left(\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \right) \cdot \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7.9)$$

Dvourovnicové turbulentní modely $k - \varepsilon$ jsou Standard, RNG a Realizable. Principiálně aplikace modelu RNG slouží k vyloučení malých virů. Výpočet vychází z Navier - Stokesovy rovnice při úpravě členů zahrnující turbulentní viskozitu, nelineární členy a také síly. RNG model ve srovnání a Standardním modelem časově náročnější na výpočet [1].

7.1.2 Turbulentní model $k - \omega$

Turbulentní model $k - \omega$ pracuje na stejném principu jako model $k - \varepsilon$. Využívá pro výpočet transportních rovnic definovaných pro turbulentní kinetickou energii (k) a vířivost (ω). Ve výsledku tento model zahrnuje energii v turbulenci při proudění. Model se využívá i pro výpočet velikosti turbulentních frekvencí [33], [34].

7.2 Charakteristické podmínky

Okrajové podmínky pro numerickou simulaci mohou být různé a mohou být zadány konstantní hodnotou, nebo patřičnou funkcí, jež popisuje danou okrajovou podmínku [1], [2].

Okrajové podmínky mohou tedy být

- Konstantní hodnoty

$$y = \text{konstantní} \quad (7.10)$$

- Popsány polynomickou funkcí

$$y(x) = A_0 + A_1 \cdot x + A_2 \cdot x^2 + \dots A_n \cdot x^n \quad (7.11)$$

Polynomická funkce až pátého řádu

- Derivace dle normály

$$\frac{\partial y(x)}{\partial x} = \text{konstantní} \quad (7.12)$$

Pro výstup (OUTLETT), případně teplotní tok

- Lineární funkce (funkce piecewise linear)

$$(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots (x_n, y_n) \quad (7.13)$$

- Kombinace polynomické funkce s hodnotami dle kroků lineární funkce

7.3 Vstupní a výstupní okrajové podmínky

Pro zadávání okrajových podmínek jsou charakteristické oblasti vstupu a výstupu, kde je možno definovat okrajové podmínky jen v určitých kombinacích. Nelze definovat stejné typy podmínek, neboť výpočet vychází z rovnice spojitosti. To znamená, že pokud je na vstupní oblasti definována rychlostní podmínka, tak nemůže být opět zadána ve výstupní oblasti. Pokud je do výpočtu zahrnutá i teplota je primárně využita rovnice energie [1].

Kombinace podmínek pro vstup a výstup jsou následující

- Vstup – rychlost, výstup – okolí.
- Vstup – rychlost, výstup – statický tlak.
- Vstup – totální tlak, výstup – statický tlak.

Vstupní okrajová podmínka [1].

- Rychlost na vstupu u .
- Velikost totálního tlaku p_{tot} .

$$p_{tot} = p_{st} + p_{dyn} \quad (7.14)$$

$$p_{tot} = p_{st} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (7.15)$$

- Velikost teploty T

Výstupní okrajová podmínka [1].

- Podmínka popisující ustálený proud

$$\frac{\partial u}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (7.16)$$

- Velikost statického tlaku p_{st}

7.4 Stěnové podmínky

Při určení podmínek na stěně je důležité brát zřetel na kinematiku stěny. To znamená, že je zapotřebí určit zda se jedná o pevnou stěnu, která je nepohyblivá, nebo o stěnu pohyblivou, neboli rotační. Dále je zapotřebí brát zřetel na velikost drsnosti stěny, z čehož se pak určuje velikost tření. Možno uvažovat i stěnu „ideální“, bez tření. Hodnota teploty může být zadána konstantou, případně derivační složkou vzhledem k normále stěny a dalšími teplotními podmínkami [1], [2].

Teplotní okrajové podmínky mohou být zadány [2].

- Konstantní hodnotou teploty povrchu stěny.

$$T(t, S) = T_s \quad (7.17)$$

- Stěna jako izolovaná (adiabatická).

$$\frac{\partial T(t, S)}{\partial n} = 0 \quad (7.18)$$

- Definování konstantního tepelného toku.

$$-\lambda \cdot \frac{\partial T(t, S)}{\partial n} = q_s \quad (7.19)$$

- Teplota na povrchu stěny s vlivem působení konvekce.

$$-\lambda \cdot \frac{\partial T(t, S)}{\partial n} = \alpha \cdot (T_{ref} - T(t, S)) \quad (7.20)$$

7.5 Reálné plyny

Reálné plyny jsou považovány za non - hypotetické plyny, kde molekuly zaujímají své specifické místo ve vzájemné interakci. Z tohoto důvodu je zapotřebí se držet základních zákonů o plynech. Pro pochopení chování plynů je zapotřebí brát ohled primárně na:

- Vliv stlačitelnosti.
- Měrnou tepelnou kapacitu.
- Vliv Van der Waalových sil.
- Nerovnovážné účinky termodynamického chování.
- Problematiku zahrnující na molekulární dispoziční úrovni a vliv elementárního chování s proměnlivým složením.

Pro mnoho aplikací je detailní analýza příliš rozsáhlá a metodu řešení ideálního plynu lze aplikovat s dostatečnou přesností. Pro běžné případy řešení tekutinových systémů je řešení s ideálním plynem postačující. Reálné plyny je nutné zahrnout v případech vysokých tlakových poměrů a např. nízkých teplot. To vysvětluje již zmíněný Joule - Thomsonův jev. Nepřesnost závisí také na velikosti kompresibilního faktoru [39].

7.6 Model Van der Waals

Metoda Van der Waals se používá pro výpočet stavových veličin reálných plynů. Při řešení metodou Van der Waals se uvažuje řešení s využitím molární hmotnosti a molárního objemu. Základní rovnice pro toto řešení je popsán vztahem (7.21) [39], [8].

$$R \cdot T = \left(p_k + \frac{a}{V_m^2} \right) \cdot (V_m - b) \quad (7.21)$$

Kde	p_k - kritický tlak	[Pa]
	R - univerzální plynová konstanta	[J·kmol ⁻¹ ·K ⁻¹]
	T - teplota	[K]
	V_m - molární objem	[m ³ ·kmol ⁻¹]
	a - koeficient z Van der Waalových rovnic	[1]
	b - koeficient z Van der Waalových rovnic	[1]

Parametry a , b jsou popsány rovnicemi:

$$a = \frac{27 \cdot R^2 \cdot T_k^2}{64 \cdot p_k} \quad (7.22)$$

$$b = \frac{R \cdot T_k}{8 \cdot p_k} \quad (7.23)$$

7.7 Model typu Redlich - Kwong

Metoda se aplikuje pro případy řešení stavových veličin reálných plynů. Jedná se o přesnější metodu řešení, než je řešení za pomoci Van der Walsovy rovnice a mnohdy je i výpočet přesnější, než použití řešení pomocí rovnic, jež zahrnují více než dvěma parametry [18], [36], [39].

Rovnice má následující tvar:

$$R \cdot T = \left(p_k + \frac{a}{\sqrt{T} \cdot V_m \cdot (V_m + b)} \right) \cdot (V_m - b) \quad (7.24)$$

Parametry a, b jsou popsány rovnicemi:

$$a = 0,42748 \cdot \frac{R^2 \cdot T_k^{5/2}}{p_k} \quad (7.25)$$

$$b = 0,08664 \cdot \frac{R \cdot T_k}{p_k} \quad (7.26)$$

T_k - kritická teplota [K]

p_k - kritický tlak [Pa]

7.8 Model typu Peng - Robinson Equation

Pro výpočet absolutního tlaku využívá tato metoda kubickou rovnici popsanou vztahem [18], [36],

$$P = \frac{R \cdot T}{V_m - b} - \frac{a \cdot \alpha}{V_m \cdot (V_m + b) + b \cdot (V_m - b)} \quad (7.27)$$

Ve vztahu (7.27) jsou koeficienty popsány:

$$a = 0,457235 \cdot \frac{R^2 \cdot T_k^{5/2}}{p_k} \quad (7.28)$$

$$b = 0,077796 \cdot \frac{R \cdot T_k}{p_k} \quad (7.29)$$

$$\alpha = (1 + (0,37464 + 1,5426 \cdot \omega - 0,26992 \cdot \omega^2) \cdot (1 - T_r^{0,5}))^2 \quad (7.30)$$

Kde α - parametr kritického tlaku a teploty [1]

ω - acentrický faktor [1]

T_k - kritická teplota [K]

T_r - redukovaná teplota [K]

7.9 Model typu Aungier – Redlich - Kwong

Výpočet parametru kritického tlaku a teploty vychází z rovnice [36], [18]

$$\alpha(T) = \alpha_0 \left(\frac{T}{T_k} \right)^{-n} \quad (7.31)$$

Kde n je popsáno:

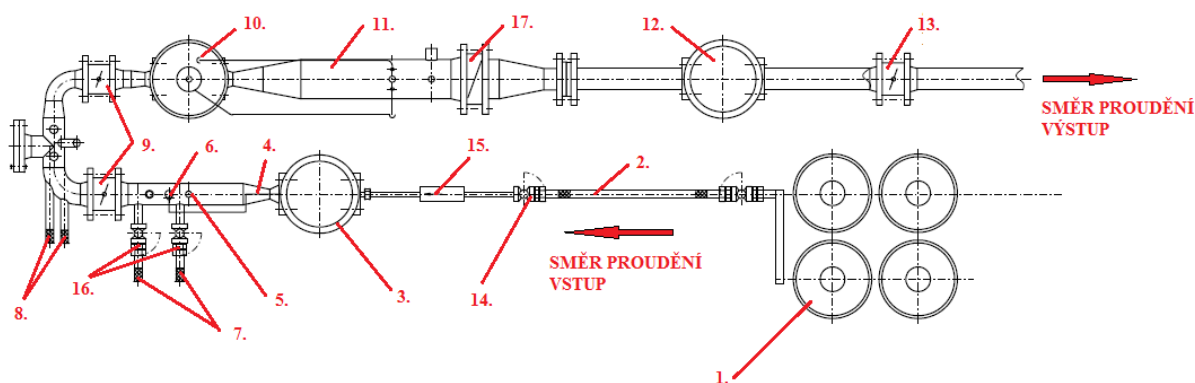
$$n = 0,4986 + 1,1735 \cdot \omega + 0,4754 \cdot \omega^2 \quad (7.32)$$

Kde n - velikost parametru [1]

8 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ REGULAČNÍ ŘADY

Na regulační řadě pro kontejner Alfa jsem provedl experimentální měření pro získání potřebných údajů pro vhodné definování okrajových podmínek pro následnou numerickou simulaci. Experimentální měření probíhalo v prostorách společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. za dozoru revizního technika a dalších lidí, pro dodržení bezpečnostních předpisů.

8.1 Popis zkoušeného úseku



Obr. 8.1 Schéma měřicího obvodu regulační řady

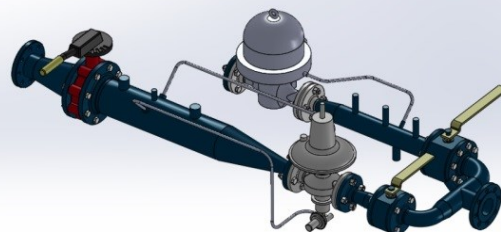
1 - Zásobník stlačeného zemního plynu, 2 - Předehřev 1°, 3 - Regulátor tlaku 1°, 4 - Termočlánek na povrchu armatury, 5 - Termočlánek uvnitř armatury, 6 - Manometr v armatuře, 7 - Odběry pro předehřev 2° a 3°, 8 - Vývody z předehřevů 2° a 3°, 9 - Uzavírací klapky, 10 - Regulátor tlaku 2°, 11 - Potrubní úsek za regulátorem 2°, 12 - Provozní průtokoměr, 13 - Regulační uzavírací klapka, 14 - Uzavírací kulový kohout, 15 - Manometr před regulátorem 1°, 16 - Kulové kohouty předehřevů, 17 - Uzavírací klapka.

Měřený úsek sestává ze zásobníku se stlačeným zemním plynem - svazkem tlakových lahví (1), který je natlakován na absolutní tlak o velikosti 25 MPa. Ze svazku přes kulový kohout vede propojení flexi hadicí mezi tímto zásobníkem a vstupem předehřevu prvního stupně (2). Z předehřevu prvního stupně (2) pokračuje stejným způsobem propojení dále do vstupní části regulační řady. Vstupní část regulační řady je složena z potrubí o velikosti DN15. Na tomto potrubí je nainstalován kulový kohout (14), manometr (15) pro měření tlaku před regulátorem prvního stupně (3). Další částí za vstupem do regulační řady je regulátor tlaku značky Staflux (3), který zde plní funkci redukce tlaku z tlaku vstupního o velikosti 25 MPa na tlak o velikosti 400 kPa. Během tohoto procesu redukce tlaku dochází k expanzi plynu na škrťicím prvku regulátoru. Výstup regulátoru je napojen na rozšiřující se potrubí,

které dále pokračuje kousek rovným úsekem. Tento úsek za regulátorem včetně redukce je hlavním předmět pro měření a následnou numerickou simulaci proudění. Na rozšiřující se části je nainstalován termočlánek (4), měřící teplotu na povrchu. Na rovném úseku zmiňovaného potrubí je nainstalován snímač teploty pro měření teploty uvnitř trubice (5), a to ve výstupní oblasti. Zde je nainstalován i tlakoměr (6) pro měření tlaku na konci rovného úseku. Dále jsou úplně na konci nainstalovány dva možné odběry, které dále vedou do dalších předehřevů (7). Jedná se o předehřev druhého stupně a předehřev třetího stupně. Těsně za těmito výstupy jsou nainstalovány kulové kohouty (16) pro případné zapojení a odpojení těchto dalších předehřevů z provozu. Za rovným úsekem potrubí je uzavírací klapa (9), která zde uzavírá, nebo přiškrcuje průtok při případném zapojení předehřevů. Pokud jsou předehřevy vypnuty, klapa je plně otevřená. Za první klapou je odbočovací koleno, do kterého jsou napojeny další výstupy, které zajišťují výstup předehřátého média z předehřevů (první i druhý stupeň). Za kolenem je T-kus, který je na jeho kolmém výstupu zaslepený. Za T-kusem následuje menší redukce průměru, na kterou je opět napojena odbočka (koleno). Výstup z kolena je napojený do druhé uzavírací klapky (9). Za druhou uzavírací klapou je další redukce průměru. Za touto redukční je napojen regulátor 2° značky Dival (10), sloužící pro redukci ze vstupního tlaku o velikosti 400 kPa na výstupní tlak 170 kPa. Za regulátorem druhého stupně jsou dvě po sobě jdoucí redukce průměrů s návazností na druhý rovný úsek (11). Zde jsou opět nainstalovány snímače teploty (termočlánky) stejně jako v místě za prvním stupněm regulace (ty nejsou vyhodnocovány pro tohle měření). Je zde i nainstalovaný další manometr pro měření velikosti tlaku za druhým stupněm regulace. Za tímto druhým rovným úsekem je připojení na třetí uzavírací klapku (17). Za klapkou následuje zúžení. Za zúžením je další úsek, na kterém je nainstalován průtokoměr (12) pro měření průtočného množství média. Průtokoměr je pro měření při daných provozních podmínkách v místě měření (potrubí) a tedy neměří průtočné množství za normálních podmínek. Za průtokoměrem je poslední škrtková klapa (13), která reguluje velikost průtokového množství regulační řadou. Na následujícím obrázku (Obr. 8.3) je 3D pohled na regulační řadu.



Obr. 8.2 Fotka regulační řady



Obr. 8.3 Regulační řada kontejneru Alfa

Veškeré potřebné snímače byly zapojeny do měřicí jednotky, které byly propojeny s počítačem. Na následujícím obrázku je vyfocena měřicí jednotka (Obr. 8.4).

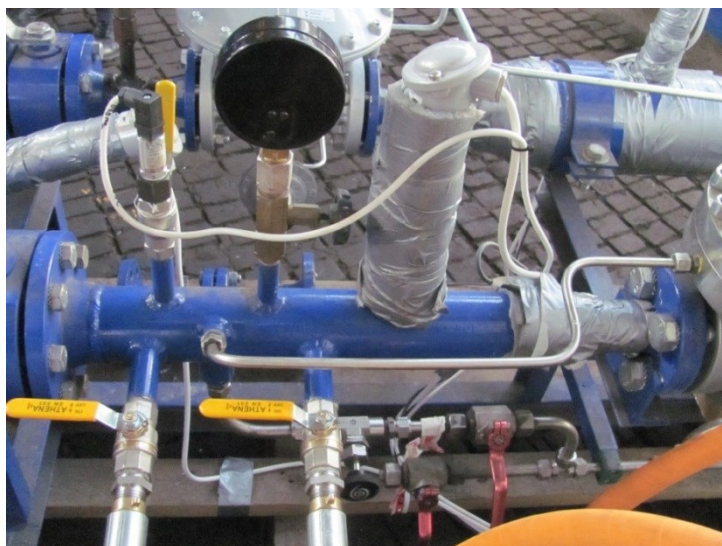


Obr. 8.4 Měřicí jednotka pro vyhodnocení dat

Pro lepší představu měřeného okruhu jsou zde umístěny další fotografie úseku, které byly pořízeny během experimentálního měření. Obrázek. (Obr. 8.5) znázorňuje celou regulační řadu osazenou snímači. Další obrázek (Obr. 8.6) ukazuje zadní pohled na měřený úsek a na posledním obrázku (Obr. 8.7) je vidět detailní, přední pohled na měřený úsek regulační řady.



Obr. 8.5 Měřený okruh regulační řady



Obr. 8.6 Měřený úsek na okruhu regulační řady – pohled 1

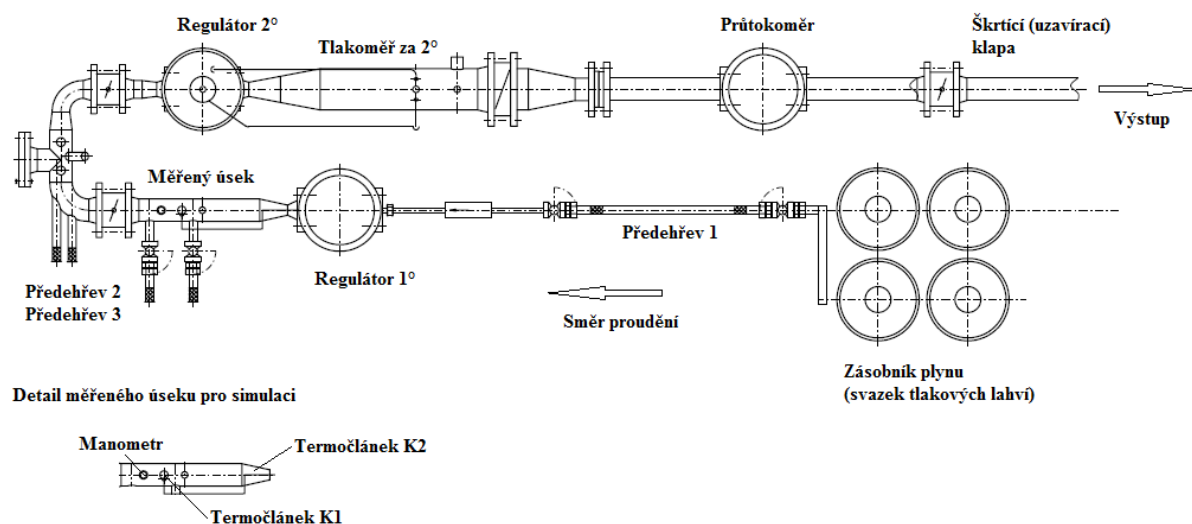


Obr. 8.7 Měřený úsek na měřícím okruhu – pohled 2

8.2 Popis průběhu zkoušky pro měřený úsek:

Nejdříve byla uzavřena poslední škrticí klapka (respektive za průtokoměrem), poté se mohl otevřít uzavírací ventil na výstupu ze zásobníku se stlačeným zemním plynem. Plyn vstupoval ze zásobníku plynu do předehřevu prvního stupně, ten byl zde pro toto měření vypnut. Plyn dále vstupoval do regulátoru prvního stupně, kde byl redukován na tlak 400 kPa, dále pokračoval do tepelných výměníků druhého a třetího stupně, kolenem, T-kusem, redukcí, druhým kolenem a otevřenou druhou uzavírací armaturou do regulátoru druhého stupně, kde byl redukován na tlak 170 kPa. Dále pokračoval rozšířeními, rovným úsekem, otevřenou třetí uzavírací armaturou, redukcí. Za touto redukcí vstupoval do průtokoměru a nakonec k poslední uzavřené armatuře. Po naplnění byla poslední uzavírací armatura pootevřena a regulována tak, aby docházelo ke konstantnímu odběru stlačeného zemního plynu. Hned po

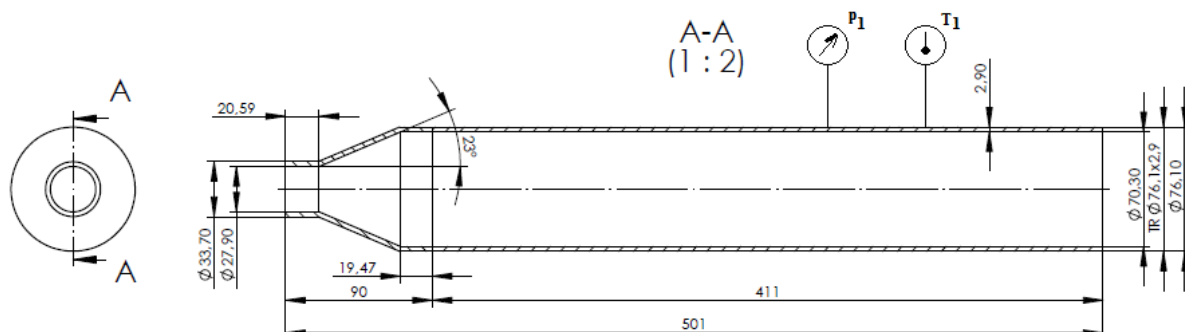
tomto nastavení bylo provedeno měření potřebných veličin, kdy teploty byly vyhodnocovány měřicí jednotkou v určitém časovém krokování. Tlaky zde byly zaznamenávány z manometrů opět v určitých časových intervalech. Po naměření potřebných hodnot a ukončení měření byla uzavřena poslední uzavírací klapka, a byl zastaven výstup ze zásobníku se stlačeným zemním plynem. Nakonec následovalo odplynění celé regulační řady. Obrázek níže (Obr. 8.8) představuje jednoduché schéma zapojení měřícího obvodu.



Obr. 8.8 Schéma měřícího obvodu

8.3 Výsledné hodnoty z experimentálního měření

Naměřená data byla zpracována a vyhodnocena do tabulek. Tlaky byly ručně odečítány z manometrů, a proto velikost časového kroku je větší oproti datům z měřicí jednotky, která vyhodnocovala teplotu. Měření bylo soustředěno především pro oblast za regulátorem prvního stupně, tedy úsek s rozšířením a rovným úsekem. Viz obrázek (Obr. 8.9).



Obr. 8.9 Řez měřeného úseku pro simulaci

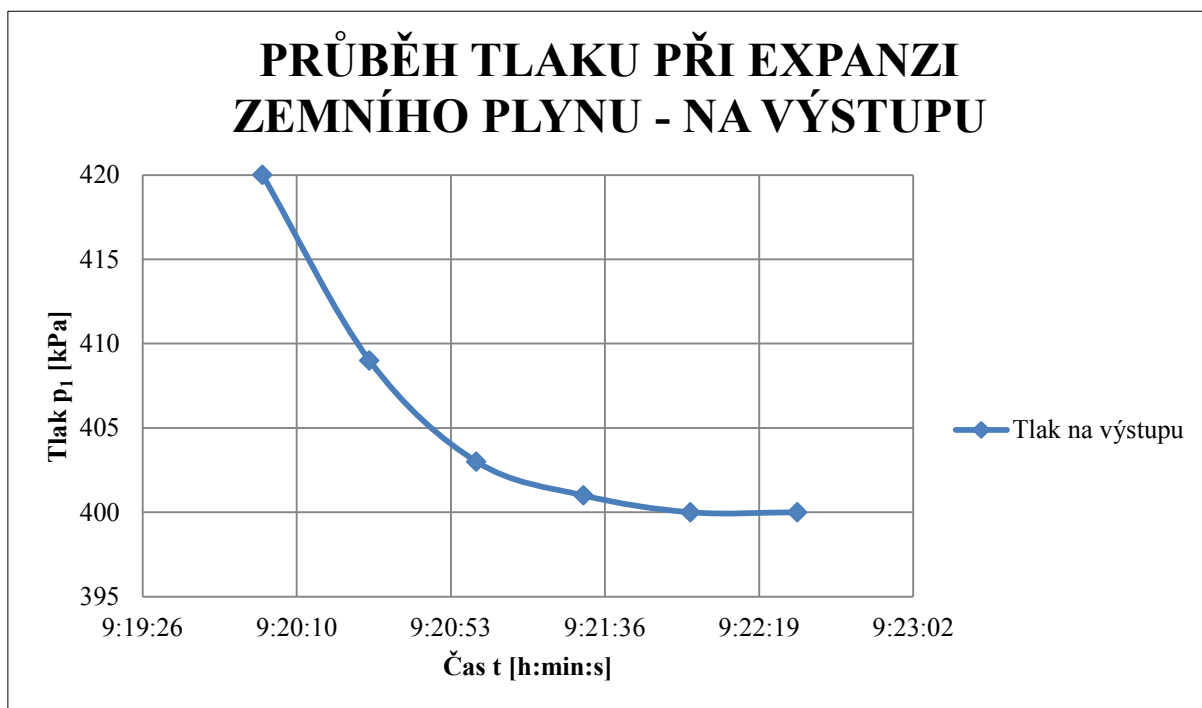
Měřený úsek na obrázku (Obr. 8.9) představuje potrubí o velikosti DN 65 a přímé redukce DN 65/25. Část rovného úseku potrubí i část přímé redukce je pro jmenovitý tlak PN40. To znamená, že oba úseky jsou navrženy pro tlak v systému do 40 bar, respektive do velikosti 4 MPa.

V následující tabulce (Tab. 8.1) jsou uvedeny výsledné hodnoty z měření. Tlak p_1 představuje tlak za prvním stupněm regulace, tlak p_2 představuje tlak za druhým stupněm regulace, který je potřebný pro přepočet parametrů průtoku. Q představuje velikost průtoku na průtokoměru. Hodnoty jsou získávány v určitých časových intervalech (po 30 s).

Tab. 8.1 Vyhodnocení naměřených dat

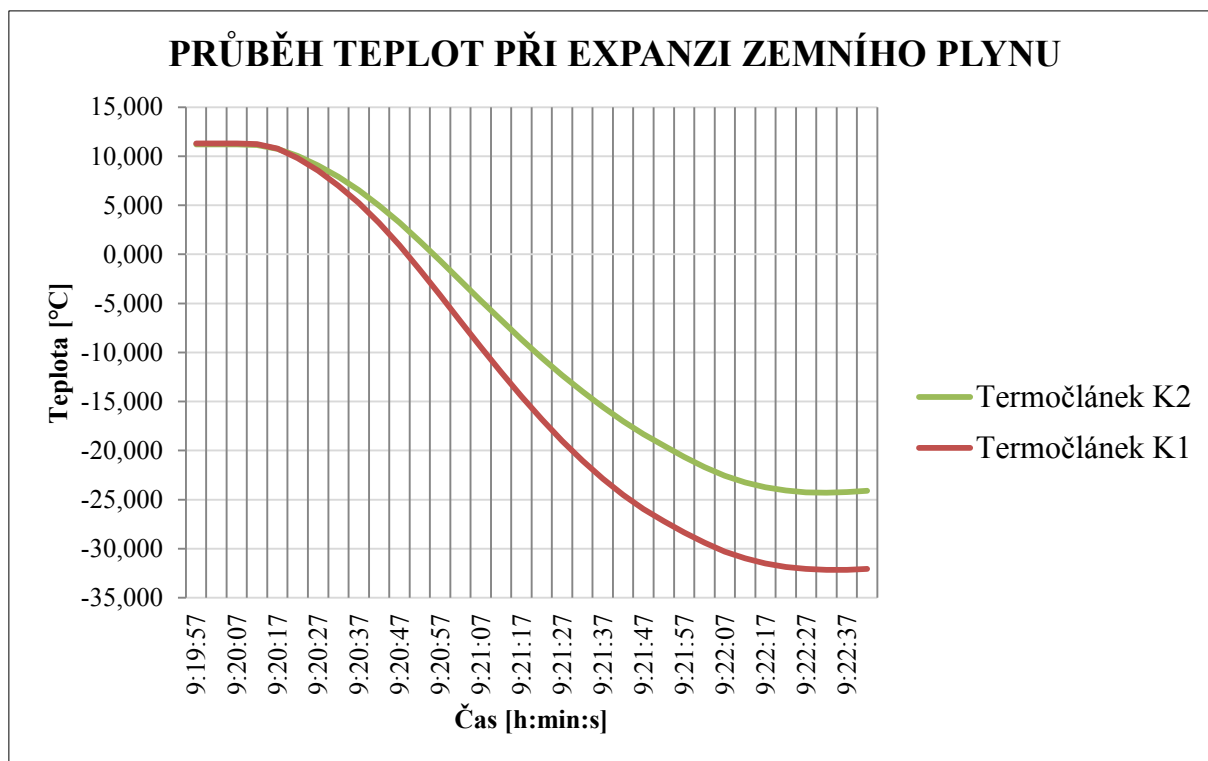
t	p_1	p_2	Q
[h:min:s]	[kPa]	[kPa]	[m ³ ·h ⁻¹]
9:20:00	420	170	120
9:20:30	409	170	120
9:21:00	403	170	120
9:21:30	401	170	120
9:22:00	400	170	120
9:22:30	400	170	120

Změřené hodnoty tlaku p_1 jsou uvedeny v následujícím grafu (Obr. 8.10). Jedná se o hodnoty tlaku za prvním stupněm regulace (p_1) - tlak na výstupu z armatury. Tabulka naměřených hodnot p_1 , p_2 , Q včetně schématu je uvedena v příloze A.



Obr. 8.10 Graf průběhu tlaku v měřeném úseku - na výstupu

Průběhy teplot uvnitř armatury (Termočlánek K1) a na povrchu měřeného úseku (Termočlánek K2) jsou vykresleny do dalšího grafu, viz níže (Obr. 8.11). Tabulka naměřených hodnot vycházející z měřící jednotky je uvedena v příloze B.



Obr. 8.11 Graf průběhu teplot měřeného úseku

V grafu je vidět, že po otevření uzavírací klapky začal plyn rychle expandovat z počáteční teploty 11 °C na koncovou ustálenou teplotu -32 °C uvnitř armatury. Teplota na povrchu redukce se ustála na -24 °C. Výsledné hodnoty jsou v příloze (Příloha B). Z hlediska numerické simulace byla vyšetřována oblast definována pro ustálené proudění v armatuře.

8.4 Vyhodnocené a přepočítané parametry

V měřícím obvodu byl použit průtokoměr, jenž vyhodnocuje velikost průtoku při daných provozních podmínkách v potrubí. To znamená, že průtok v měřidle nebyl vyhodnocován za normálních podmínek. Objemový průtok regulační řadou byl udržován na konstantní hodnotě $Q = 120 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Dále je zapotřebí přepočítat průtok pro dané podmínky v měřeném úseku pro stanovení rychlosti proudění v potrubní armatuře měřeného úseku. Ve výpočtu lze zanedbat vliv kompresibilního faktoru, neboť jeho hodnota pro dané podmínky je blízká 1.

Stavová rovnice

$$\frac{p_1 \cdot Q_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot Q_2}{T_2} \quad (8.1)$$

Kde	p_1 - absolutní tlak	[Pa]
	Q_1 – objemový průtok	[m ³ ·h ⁻¹]
	T_1 - teplota v místě průtokoměru	[K]
	p_2 - absolutní tlak ve vyhodnocovaném úseku	[Pa]
	Q_2 – objemový průtok ve vyhodnocovaném úseku	[m ³ ·h ⁻¹]
	T_2 - teplota ve vyhodnocovaném úseku°	[K]

Ze stavové rovnice se vyjádří průtok Q_2

$$Q_2 = \frac{p_1 \cdot Q_1 \cdot T_2}{T_1 \cdot p_2} \quad (8.2)$$

Po dosazení

$$Q_2 = \frac{271325 \cdot 120 \cdot 241,15}{288,15 \cdot 501325} \quad (8.3)$$

Výsledek

$$Q_2 = 54,353 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]} \quad (8.4)$$

Objemový průtok ve vyhodnocovaném úseku

$$Q_2 = 15,098 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (8.5)$$

Jelikož hustota zemního plynu je závislá na teplotě a tlaku, je třeba jí přepočítat pro dané parametry. Pro výpočet hustoty plynu lze aplikovat empirický vztah dle [30].

$$\rho = \frac{39360}{\left(\frac{20}{p} - \frac{400}{T} + 1\right) \cdot T} \quad (8.6)$$

Kde	p - absolutní tlak v měřeném úseku	[MPa]
	T_1 - teplota v měřeném úseku	[K]

$$\rho = \frac{39360}{\left(\frac{20}{501325 \cdot 10^{-6}} - \frac{400}{241,15} + 1\right) \cdot 241,15} \quad (8.7)$$

Výsledek

$$\rho = 4,269 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]} \quad (8.8)$$

Výpočet dynamické viskozity dle empirického vztahu [30].

$$\eta = 6,4 \cdot \left(\sqrt{1 + \frac{T + 208}{35}} - 1 \right) + (2,42 - 0,022 \cdot T + 16 \cdot 10^{-5} \cdot T) \cdot (0,007 \cdot p^2 + 0,07 \cdot p - 0,003) \quad (8.9)$$

Kde	p - absolutní tlak v měřeném úseku	[MPa]
	T - teplota v měřeném úseku	[°C]

Výsledek

$$\eta = 9,306 \text{ [}\mu\text{Pa} \cdot \text{s]} \quad (8.10)$$

$$\eta = 9,306 \cdot 10^{-6} \text{ [Pa} \cdot \text{s]} \quad (8.11)$$

Dále je potřeba přepočítat velikost měrné tepelné kapacity za konstantního tlaku. Pro tento přepočet lze užít empirický vztah, jenž je definován především pro nízké teploty a tlaky nad 0,5 MPa [30].

$$c_p = 2,15 + \left(\frac{T}{2000} + 1 \right) \cdot \frac{T}{370} + ((p + 50) \cdot p - 5) \cdot 2,2 \cdot 10^{-5} \cdot e^{\left(\frac{1500}{T+337} \right)} \quad (8.12)$$

Kde p - absolutní tlak v měřeném úseku [MPa]

T - teplota v měřeném úseku [°C]

Výsledek

$$c_p = 2,126 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (8.13)$$

$$c_p = 2\,126 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (8.14)$$

Přepočet teplotní vodivosti λ dle empirického vztahu. [30]

$$\lambda = 30 + p + \left(0,15 - \frac{p}{200} \cdot T \right) \quad (8.15)$$

Kde p - absolutní tlak v měřeném úseku [MPa]

T - teplota v měřeném úseku [°C]

$$\lambda = 30 + 501325 \cdot 10^{-6} + \left(0,15 - \frac{501325 \cdot 10^{-6}}{200} \cdot (-32) \right) \quad (8.16)$$

Výsledek

$$\lambda = 30,732 [mW \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (8.17)$$

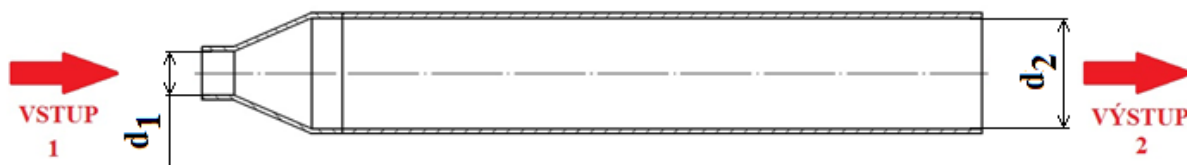
$$\lambda = 0,030 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (8.18)$$

Výpočet rychlosti proudění bude vycházet z rovnice kontinuity ve tvaru:

$$Q = S \cdot v \quad (8.19)$$

Kde S - plocha průřezu na výstupu [m²]

v - rychlost proudícího média [m·s⁻¹]



Obr. 8.12 Schéma armatury v měřeném místě

Pro výstup

Výpočet velikosti plochy ve výstupní části měřeného úseku

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad (8.20)$$

Kde d_2 - průměr na výstupu měřeného úseku ($d_2 = 70,3$ mm) [m]

Po dosazení

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (70,3 \cdot 10^{-3})^2}{4} \quad (8.21)$$

Výsledek

$$S_2 = 38,8 \cdot 10^{-4} [m^2] \quad (8.22)$$

Rychlost ve výstupní části z rovnice kontinuity (8.19).

$$v_2 = \frac{Q_2}{S_2} \quad (8.23)$$

Kde Q_2 - průtok na výstupu měřeného úseku [$m^3 \cdot s^{-1}$]

S_2 - plocha na výstupu měřeného úseku [m^2]

Po dosazení

$$v_2 = \frac{15,098 \cdot 10^{-3}}{38,8 \cdot 10^{-4}} \quad (8.24)$$

Výsledek

$$v_2 = 3,890 [m \cdot s^{-1}] \quad (8.25)$$

Pro vstup

Stejným způsobem je proveden výpočet rychlosti na vstupu do měřeného úseku.

Výpočet velikosti plochy ve výstupní části měřeného úseku

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad (8.26)$$

Kde d_1 - průměr na výstupu měřeného úseku ($d_1 = 27,9$ mm) [m]

Po dosazení

$$S_1 = \frac{\pi \cdot (27,9 \cdot 10^{-3})^2}{4} \quad (8.27)$$

Výsledek

$$S_1 = 6,113 \cdot 10^{-4} [m^2] \quad (8.28)$$

Rychlost ve výstupní části z rovnice kontinuity

$$v_1 = \frac{Q_2}{S_1} \quad (8.29)$$

Kde Q_2 - průtok na výstupu měřeného úseku [$m^3 \cdot s^{-1}$]

S_1 - plocha na vstupu měřeného úseku [m^2]

Po dosazení

$$v_1 = \frac{15,098 \cdot 10^{-3}}{6,113 \cdot 10^{-4}} \quad (8.30)$$

Výsledek

$$v_1 = 24,696 [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (8.31)$$

Přepočet objemového průtoku Q_2 na hmotnostní průtok Q_{m2}

$$Q_{m2} = Q_2 \cdot \rho \quad (8.32)$$

Kde Q_2 - průtok na výstupu měřeného úseku $[m^3 \cdot s^{-1}]$
 ρ - hustota média $[kg \cdot m^{-3}]$

Po dosazení

$$Q_{m2} = 15,098 \cdot 10^{-3} \cdot 4,269 \quad (8.33)$$

Výsledek

$$Q_{m2} = 64,453 \cdot 10^{-3} [kg \cdot s^{-1}] \quad (8.34)$$

8.5 Výpočet volné konvekce u měřeného úseku

Pro výpočet volné konvekce se vychází z toho, že okolí armatury je považováno za suchý vzduch. Fyzikální vlastnosti suchého vzduchu jsou uvedeny do tabulky (Tab. 8.2). V tabulce jsou i zahrnuty ostatní potřebné hodnoty [13], [14], [37].

Tab. 8.2 Hodnoty pro výpočet konvekce

Parametr	Hodnota	Jednotka
Teplota okolí vzduchu t_o	288,15	°C
Součinitel teplotní vodivosti α	$20,5 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti λ	$25,11 \cdot 10^{-3}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita ν_{vz}	$15,1 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo Pr	0,727	1
Teplota na povrchu armatury t_p	249,15	K
Teplota uvnitř armatury t_u	241,15	K
Charakteristický rozměr d_h	21,2	mm

Výpočet velikosti střední teploty

$$T = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (8.35)$$

Kde T_1 - teplotu okolí [K]

T_2 - teplota na povrchu úseku [K]

Po dosazení

$$T = \frac{288,15 + 249,15}{2} \quad (8.36)$$

Výsledek

$$T = 268,65 [K] \quad (8.37)$$

Výpočet velikosti teplotní roztažnosti

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (8.38)$$

Po dosazení

$$\beta = \frac{1}{268,65} \quad (8.39)$$

Výsledek

$$\beta = 3,722 \cdot 10^{-3} [K^{-1}] \quad (8.40)$$

Výpočet velikosti Grashofova čísla

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu^2} \quad (8.41)$$

Kde β - teplotní roztažnost [K⁻¹]

g - gravitační zrychlení [m·s⁻²]

Δt - rozdíl teplot stěn [°C]

d - charakteristický rozměr [m]

ν - kinematická viskozita [m²·s⁻¹]

Po dosazení

$$Gr = \frac{3,722 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 \cdot (-24 + 15) \cdot 0,0212^3}{(15,1 \cdot 10^{-6})^2} \quad (8.42)$$

Výsledek

$$Gr = 59\,511,44 [1] \quad (8.43)$$

Výpočet Prandtlova čísla

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (8.44)$$

Kde α – součinitel teplotní vodivosti [m²·s⁻¹]

Po dosazení

$$Pr = \frac{15,1 \cdot 10^{-6}}{20,5 \cdot 10^{-6}} \quad (8.45)$$

Výsledek

$$Pr = 0,737 [1] \quad (8.46)$$

Výpočet součinu Grashofova a Prandtlůva čísla [9],[13].

$$X = (Gr \cdot Pr) \quad (8.47)$$

$$X = 59\,511,44 \cdot 0,737 \quad (8.48)$$

$$X = 43\,835,256 \quad (8.49)$$

Výpočet Nusseltova čísla dle kritéria součinu Grashofova čísla s Prandtlovým číslem

Podmínka pro proudění dle Nusseltova čísla.

$$500 < X < 20 \cdot 10^6 \quad (8.50)$$

$$500 < 43\,835,256 < 20 \cdot 10^6 \quad (8.51)$$

Podmínka splněna

Výpočet Nusseltova čísla na základě podmínky [9], [13]

$$Nu = 0,54 \cdot X^{0,25} \quad (8.52)$$

$$Nu = 0,54 \cdot 43\,835,256^{0,25} \quad (8.53)$$

Výsledek

$$Nu = 7,814 [1] \quad (8.54)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla z Nusseltova čísla

$$\alpha = \frac{Nu \cdot d}{\lambda} \quad (8.55)$$

Kde λ - tepelná vodivost [W·m⁻¹·K⁻¹]

Δt - rozdíl teplot stěn [°C]

d - charakteristický rozměr [m]

Po dosazení

$$\alpha = \frac{7,814 \cdot 21,2 \cdot 10^{-3}}{25,11 \cdot 10^{-3}} \quad (8.56)$$

Výsledek

$$\alpha = 6,597 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (8.57)$$

8.6 Tabulka hodnot pro definování okrajových podmínek

Veškerá potřebná data získaná z experimentálního měření regulační řady, a data vyhodnocena na základě výpočtů empirickými vzorci jsou zapsána do následující tabulky (Tab. 8.3 Tabulka)

Tab. 8.3 Tabulka výsledných hodnot pro definování okrajových podmínek

Parametr	Hodnota	Jednotka
Objemový průtok	$15,098 \cdot 10^{-3}$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Hmotnostní průtok	$64,453 \cdot 10^{-3}$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Absolutní tlak na výstupu p_{abs}	501325	Pa
Přetlak p	400000	Pa
Ustálená výstupní teplota	-32 (241,15)	°C (K)
Ustálená teplota na povrchu	-24 (249,15)	°C (K)
Výstupní rychlost	3,890	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Vstupní rychlost	24,696	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Hustota CNG ρ	4,269	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Dynamická viskozita CNG η	$9,306 \cdot 10^{-6}$	Pa·s
Měrná tepelná kapacita c_p	2 126	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Teplotní vodivost λ	0,030	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Molární hmotnost M	$16,0430 \cdot 10^{-3}$	$\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$
Velikost Nusseltova čísla Nu	7,814	1
Součinitel přestupu tepla α	6,597	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-2}$

9 VARIANTY MATEMATICKÉHO CFD MODELOVÁNÍ

Matematické modelování proudění v potrubní armatuře je rozděleno do třech variant řešení. První varianta obsahuje řešení proudění v armatuře, s ohledem na zmapování proudového pole v modelu armatury a je testováno pro základní turbulentní modely $k - \varepsilon$ a také $k - \omega$. Okrajové podmínky jsou definovány ve tvaru průtok - tlak, to znamená, že na vstup je zadán hmotnostní průtok a na výstup tlak. Další vybraná varianta numerického výpočtu je upravena pro zadání okrajové podmínky, tlak na vstupu a tlak na výstupu vycházející z průtokové podmínky. Numerické výpočty jsou provedeny pro různé definování fyzikálních vlastností stlačeného zemního plynu. Jsou uvažovány fyzikální vlastnosti s konstantními hodnotami, dále fyzikálními vlastnostmi ideálního plynu a nakonec fyzikálními vlastnostmi reálného plynu. Stěny armatury jsou uvažovány jako izolované.

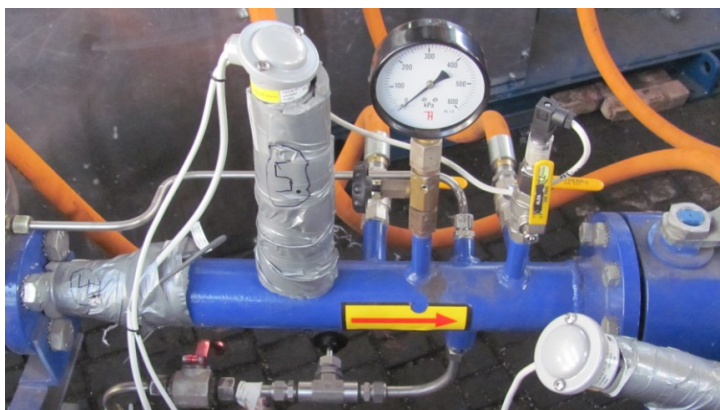
Druhá varianta řešení je rozšířená první varianta, kde řešením je nejen proudové pole zemního plynu v potrubní armatuře, ale i simulace přestupu tepla z armatury do okolí. Stěny modelu nejsou izolovány, ale je definován součinitel přestupu tepla do okolí α vycházející z empirického výpočtu pro danou úlohu. Tato varianta je řešena pro základní turbulentní modely $k - \varepsilon$ a $k - \omega$, s fyzikálními vlastnostmi pro reálný plyn. Řešení numerické simulace obsahuje příslušnou stěnovou funkci pro řešení přestupu tepla do okolí. Při použití dané stěnové funkce je zapotřebí provést adaptaci výpočtové sítě v oblasti u stěny armatury. Adaptace sítě znamená zjemnění výpočtové sítě modelu (zvýšení počtu elementů). Modely dané varianty jsou definovány pro průtokovou vstupní okrajovou podmínku.

Třetí varianta řešení numerické simulace představuje zmapování proudového pole v potrubní armatuře i přestup tepla do okolí. Model je doplněn o vytvořenou oblast okolí, která je ohraničena stěnami, kterým jsou definovány příslušné okrajové podmínky. Tato varianta řešení je provedena pro jeden turbulentní model s různými přístupy řešení fyzikálních vlastností reálných plynů. Model je definován pro průtokovou vstupní okrajovou podmínku.

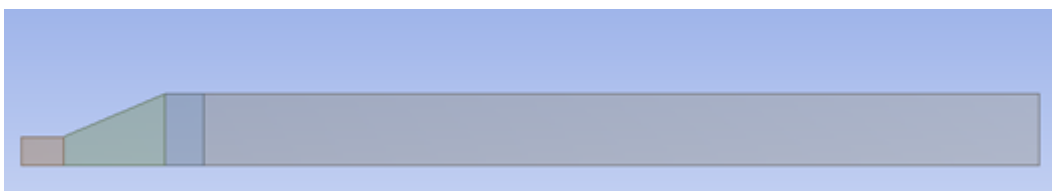
9.1 CFD Modelování – První varianta

První varianta řešení zahrnuje výpočet proudového pole v izolovaném systému (bez přestupu tepla do okolí). Pro modelování dané úlohy bylo nutné definovat geometrii řešené úlohy. Jelikož se jedná o proudění v potrubí s rozšířením, tak danou úlohu je možné řešit jako úlohu 2D, která je osově symetrická. Na následujícím obrázku (Obr. 9.2) je znázorněná geometrie vytvořená v programu Ansys - Fluent. Vytvořená geometrie modelu je složena ze čtyř ploch, pro lepší vytvoření výpočetní sítě modelu.

Pro přehlednost je zde umístěna fotografie měřeného úseku potrubního rozvodu regulační řady (Obr. 9.1), dle kterého byla vytvořena 2D geometrie modelu (Obr. 9.2).

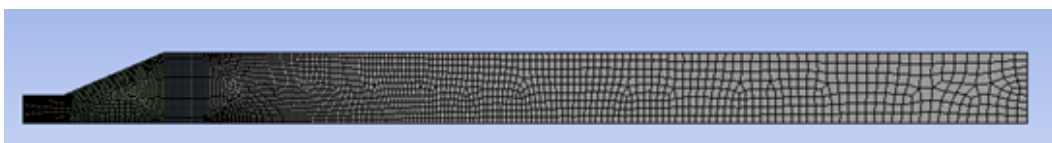


Obr. 9.1 Detail měřeného úseku regulační řady



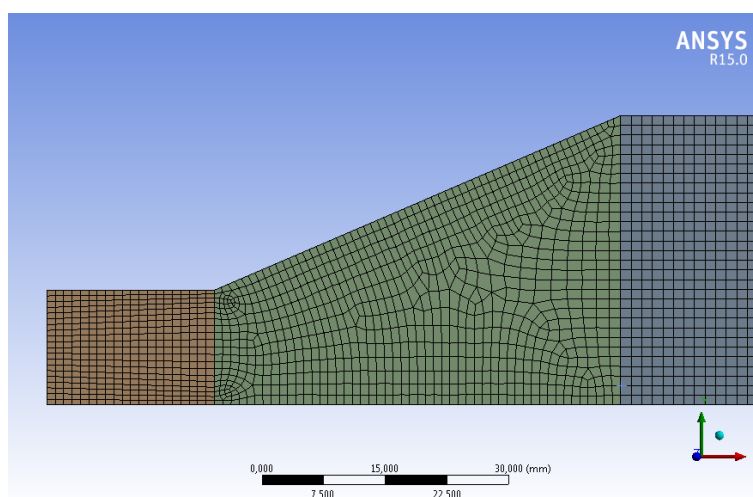
Obr. 9.2 Geometrie modelu

Po vytvoření geometrie je zapotřebí vytvořit výpočetní síť na modelu. Na dalším obrázku (Obr. 9.3) je znázorněná vytvořená výpočetní síť. Pro přesnější výpočet bylo zapotřebí zvolit dostatečně hustou výpočetní síť. V místě vstupu i rozšíření bylo zapotřebí danou síť zhustit pro přesnější výpočet. Výsledný počet elementů výpočetní sítě je 37 500. Metoda síťování byla zvolena jako Quadrilaterals (čtvercová). Jednotlivé hranice mezi plochami jsou také definovány určitou velikostí, hustotou elementů na hraně.



Obr. 9.3 Výpočetní síť modelu

Detailní pohled na vstupní část je znázorněna na následujícím obrázku (Obr. 9.4), kde lze vidět jak je síť ve vstupní oblasti definována.

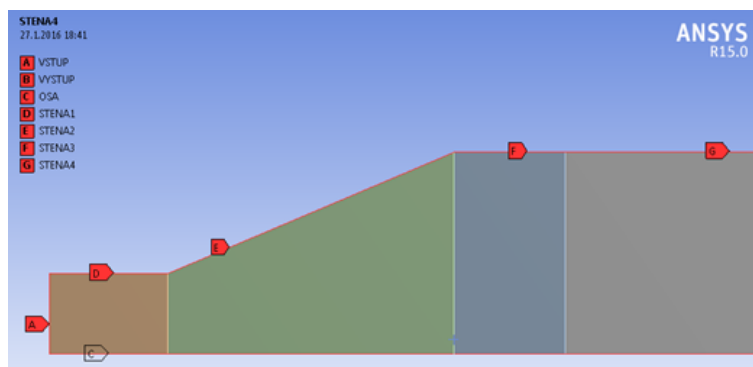


Obr. 9.4 Detail výpočetní sítě v místě rozšíření

Dále je nutné definovat okrajové podmínky na stěnách modelu, kde vstupní stěna je označena jako VSTUP, výstupní stěna jako VYSTUP. Následně je potřeba označit hranu symetrie (osu). Ostatní stěny jsou označeny číselně. Označení okrajových podmínek je znázorněno na obrázku (Obr. 9.5). Detailní pohled na vstupní části je na obrázku (Obr. 9.6).



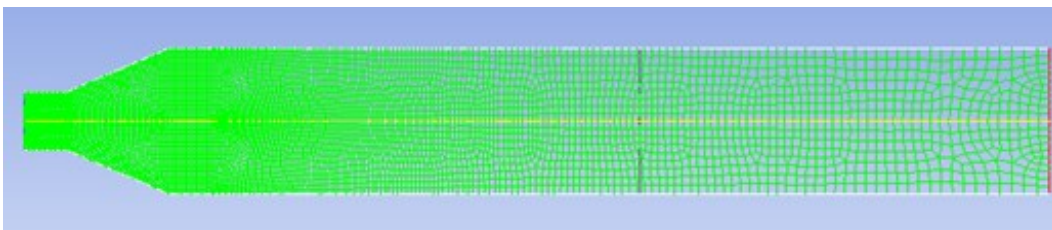
Obr. 9.5 Definování okrajových podmínek



Obr. 9.6 Detail definovaných okrajových podmínek

Po dokončení geometrie, výpočetní sítě a definování okrajových podmínek následuje nastavení podmínek CFD modelu v prostředí Ansys - Fluent.

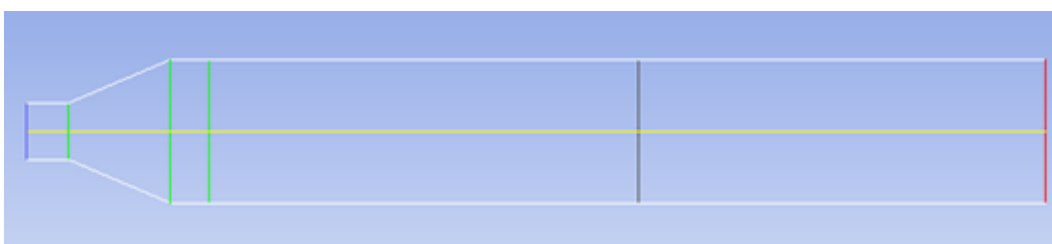
Výsledná výpočetní síť je znázorněna na obrázku (Obr. 9.7).



Obr. 9.7 Výsledná výpočetní síť

Nastavení dané úlohy:

- Časově ustálené proudění.
- Osově symetrická 2D úloha.
- Řešení rovnic energie.
- Turbulentní model $k - \varepsilon$, $k - \omega$
- Médium – Stlačený zemní plyn CNG.
- Okrajové podmínky na vstupu, výstupu, stěh a další jsou uvedeny tabulce (Tab. 9.1).
- Vytvoření vyhodnocovací roviny v místě umístění manometru (Obr. 9.8).



Obr. 9.8 Vyhodnocovací rovina v místě měření tlaku

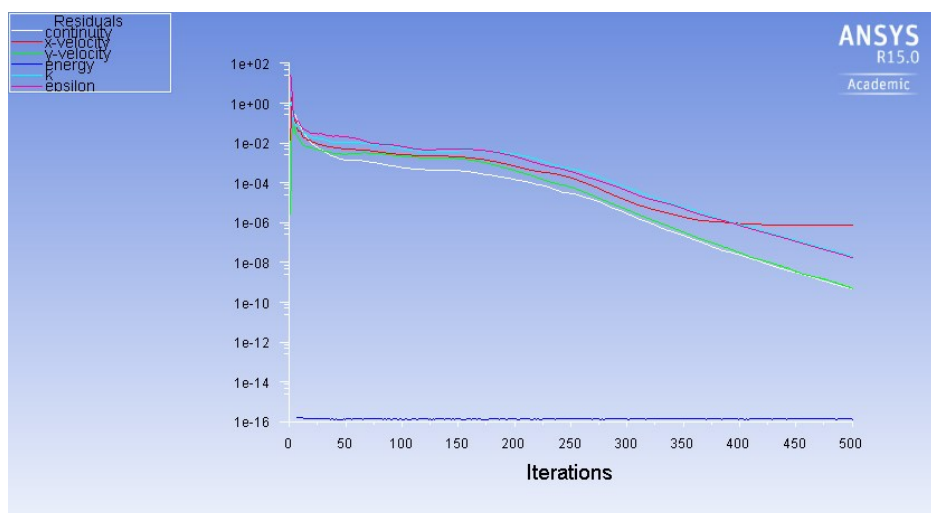
Úloha je následně numericky řešená pro různé turbulentní modely. Jedná se o turbulentní modely $k - \varepsilon$ (Standard, RNG, Realizable) i modely $k - \omega$ typu (Standard a SST). Dále je výpočet proveden nejen pro konstantní fyzikální vlastnosti média odpovídající teplotě zemního plynu v armatuře, ale i pro varianty pro zadání výpočtu s ideálním a reálným plynem ve všech variantách. Výsledné hodnoty jsou postupně vyhodnocovány a zapisovány do tabulek (Příloha C). Pro názornost výsledky modelu $k - \varepsilon$ Standard s konstantními fyzikálními vlastnostmi média při dané teplotě a definované průtokové podmínce jsou výsledné hodnoty uvedeny v této kapitole.

Okrajové podmínky modelu jsou zadány následovně:

Tab. 9.1 Hodnoty zadaných okrajových podmínek turbulentního modelu

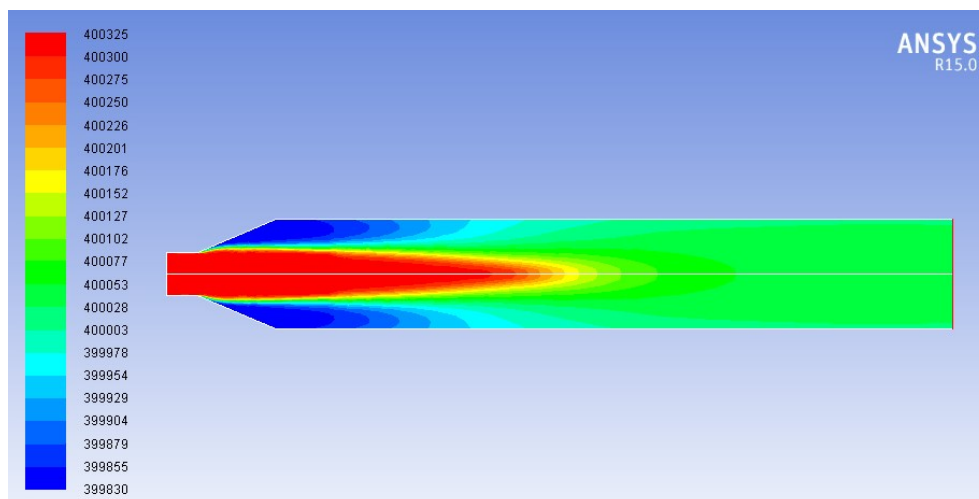
Vstup – Mass - Flow inlet		
Hmotnostní průtok	0,064453	[kg·s ⁻¹]
Inicializační tlak	410000	[Pa]
Intenzita turbulence	1	[%]
Hydraulický průměr (vstup)	0,0279	[m]
Totální teplota	241,15	[K]
Výstup – Pressure - outlet		
Výstupní tlak	400000	[Pa]
Intenzita turbulence	1	[%]
Hydraulický průměr (výstup)	0,0703	[m]
Totální teplota	241,15	[K]
Stěna - Wall		
	-	-

Po zadání okrajových podmínek dané varianty následuje spuštění numerického výpočtu dané varianty. Během výpočtů probíhalo vykreslování reziduálů v jednotlivých iteracích viz. (Obr. 9.9).

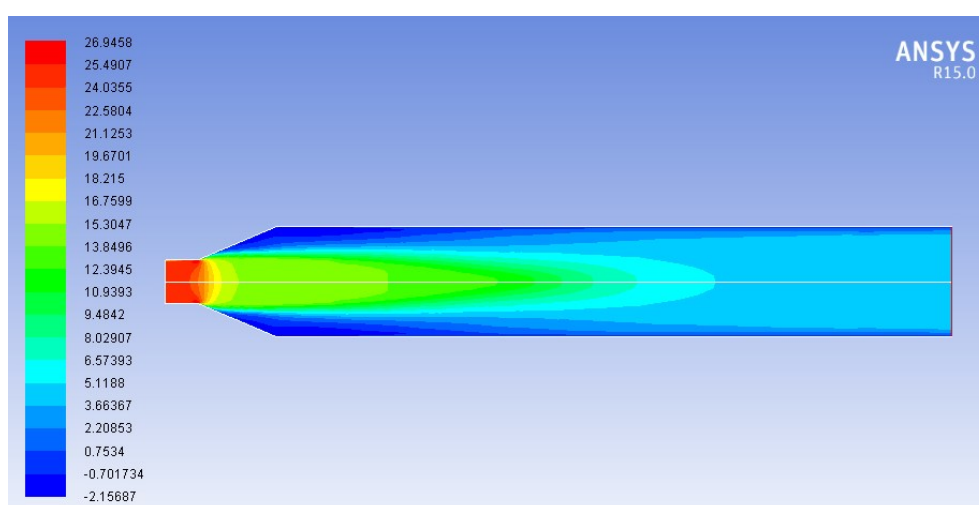


Obr. 9.9 Průběhy reziduálů [1]

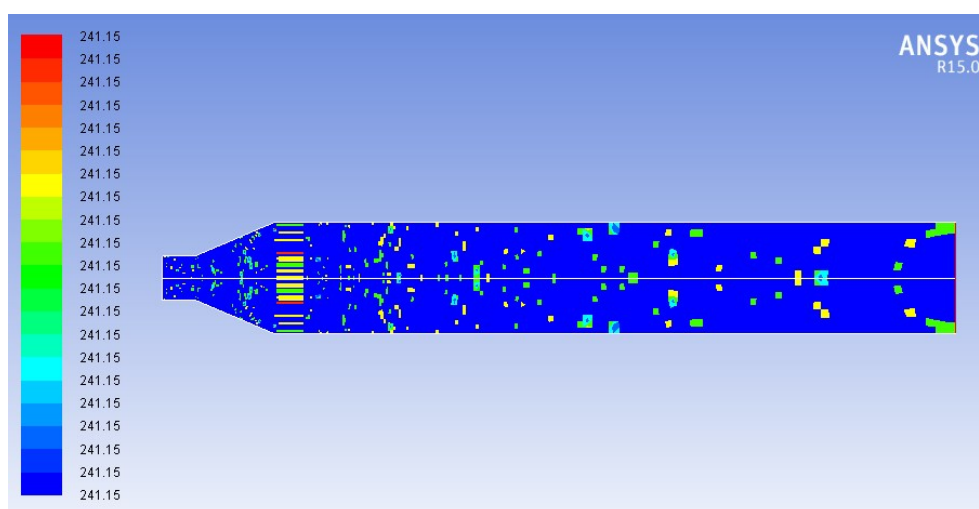
Po dokončení numerického výpočtu dané varianty následuje grafické vyhodnocení výsledů. Průběh reziduálů varianty je vykreslen na obrázku (Obr. 9.9). Vykreslení rozložení totálního tlaku v armatuře pro danou úlohu je na obrázku (Obr. 9.10). Průběh axiální rychlosti při proudění jsou vykresleny na obrázku (Obr. 9.11). Průběh totální teploty v armatuře je vykreslen na obrázku (Obr. 9.12).



Obr. 9.10 Průběh totálního tlaku [Pa]



Obr. 9.11 Průběh axiální rychlosti [$m \cdot s^{-1}$]



Obr. 9.12 Průběh totální teploty [K]

Výsledné hodnoty teplot, tlaků, rychlostí, a dalších veličin z numerických výpočtů pro jednotlivé turbulentní modely a různé definování výpočtu fyzikálních vlastností jsou vyhodnoceny a zapisovány do tabulek, které jsou uvedeny v příloze (Příloha C). V tabulce (Tab. 9.2) maxima a minima představují hraniční hodnoty z numerického výpočtu v dané

variantě řešení. Jsou zde uvedeny hodnoty na vstupní hranici označené pod VSTUP a ve výstupní hranici označené jako VÝSTUP. Označení ŘEZ v tabulce (Tab. 9.2) představuje rovinu v místě umístění Manometru. Výsledné hodnoty pro uvedenou variantu turbulentního modelu jsou zapsány v následující tabulce (Tab. 9.2).

Tab. 9.2 Hodnoty modelu $k - \varepsilon$, Standard, konstantní fyzikální vlastnosti

Parametr	Jednotka	Minimum	Maximum	Vstup	Výstup	Řez
Totální tlak	Pa	399830	400324,7	400310,34	400032,63	400032,34
Totální teplota	K	241,15	241,15	241,150	241,150	241,150
Axiální rychlost	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	-2,157	26,946	24,696	3,890	3,882
Turb. viskozita	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	8,18E-05	0,033	0,001	0,012	0,024
Hustota	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	4,269	4,269	4,269	4,269	4,269

Pro tři vybrané varianty je proveden i přepočít pro turbulentní modely definované tlakovou podmínkou. Jedná se o modely $k - \varepsilon$ typu Standard s odlišnými fyzikálními vlastnostmi média. Modely $k - \varepsilon$ typu Standard pro konstantní vlastnosti, vlastnostmi pro ideální plyn a nakonec pro reálný plyn. Hodnoty jsou opět vyhodnoceny a zpracovány do tabulek (Příloha C).

9.2 CFD modelování – Druhá varianta

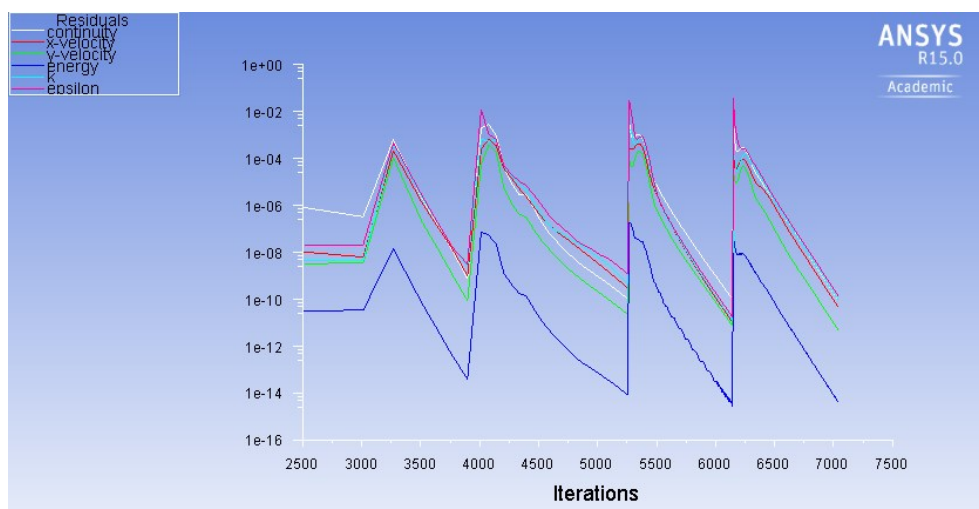
Druhá varianta numerických výpočtů je principiálně založená na metodice řešení první varianty, jen s tím rozdílem, že je zde zahrnut i výpočet přestupu tepla do okolí na základě součinitele přestupu tepla α dle výpočtu uvedeném v kapitole 8.5. Výpočet byl zaměřen na sledování teploty povrchu v místě umístění termočlánku. Termočlánek byl umístěn na redukci za výstupem z regulátoru 1°. Simulace jsou provedeny pro turbulentní $k-\varepsilon$ a $k-\omega$ s průtokovou podmínkou na vstupu pro varianty s definováním fyzikálních vlastností zemního plynu pro reálný plyn. Dále je provedena i adaptace sítě v blízkosti stěny s ohledem na použitou stěnovou funkci. Získané hodnoty ze simulace jsou dále zpracovány do tabulek a umístěny do přílohy (Příloha D). Pro názornost je použit turbulentní model $k-\varepsilon$ Realizable, Real Gas. Okrajové podmínky jsou definovány v tabulce (Tab. 9.3) včetně definování okrajových podmínek stěn.

Okrajové podmínky

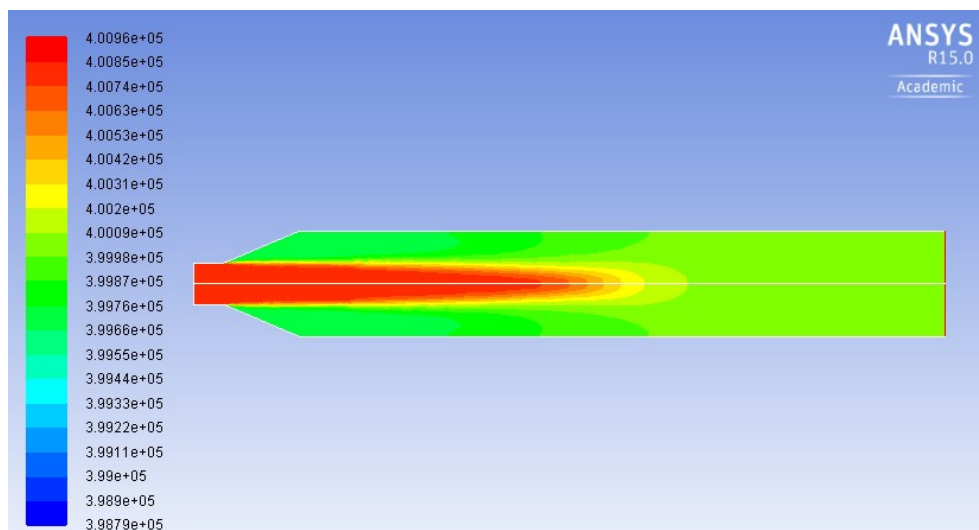
Tab. 9.3 Okrajové podmínky druhé varianty

Vstup – Mass - Flow inlet		
Hmotnostní průtok	0,064453	[kg·s ⁻¹]
Inicializační tlak	410000	[Pa]
Intenzita turbulence	1	[%]
Hydraulický průměr (vstup)	0,0279	[m]
Totální teplota	241,15	[K]
Výstup – Pressure - outlet		
Tlak na výstupu z armatury	400000	[Pa]
Intenzita turbulence	1	[%]
Hydraulický průměr (výstup)	0,0703	[m]
Totální teplota	241,15	[K]
Stěny - Wall		
Teplotní podmínka	Konvekce	
Součinitel přestupu tepla	6,457	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Tloušťka stěny	2,9	[mm]
Teplota okolí	288,15	[K]

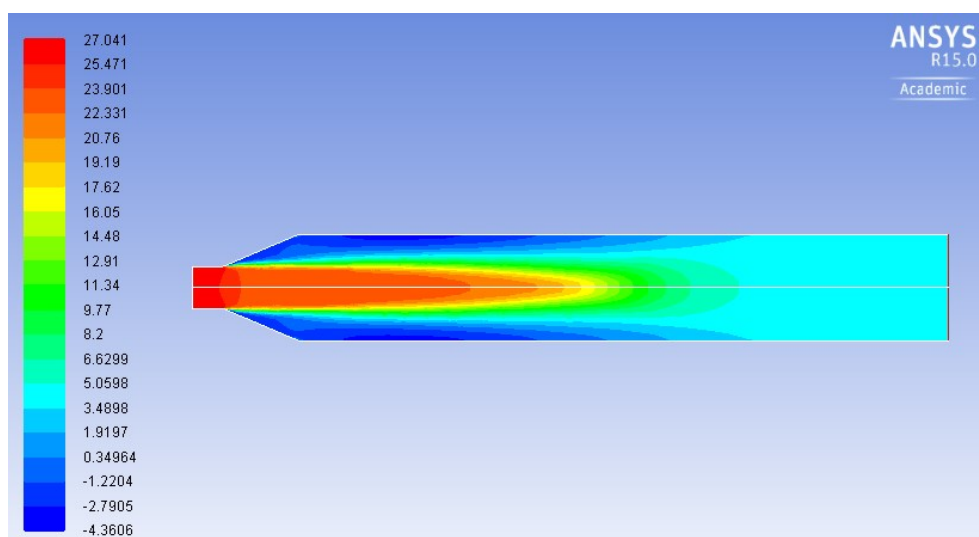
Průběh reziduálů druhé varianty je znázorněn na obrázku (Obr. 9.13). Vykreslení rozložení totálního tlaku v armatuře pro danou úlohu je na obrázku (Obr. 9.14). Axiální rychlosti při proudění jsou vykresleny na obrázku (Obr. 9.15) a průběh totální teploty v armatuře je vykreslen na obrázku (Obr. 9.16).



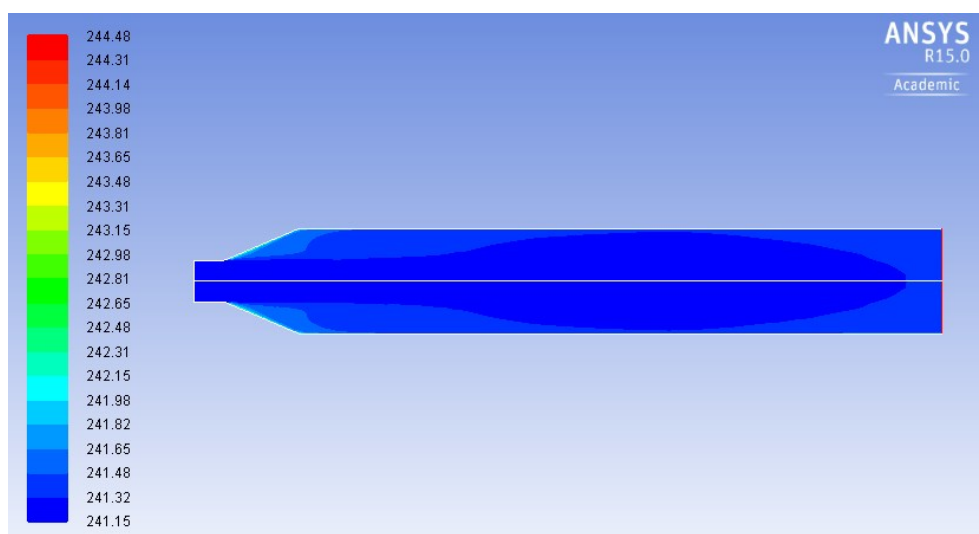
Obr. 9.13 Průběh reziduálů – druhá varianta [1]



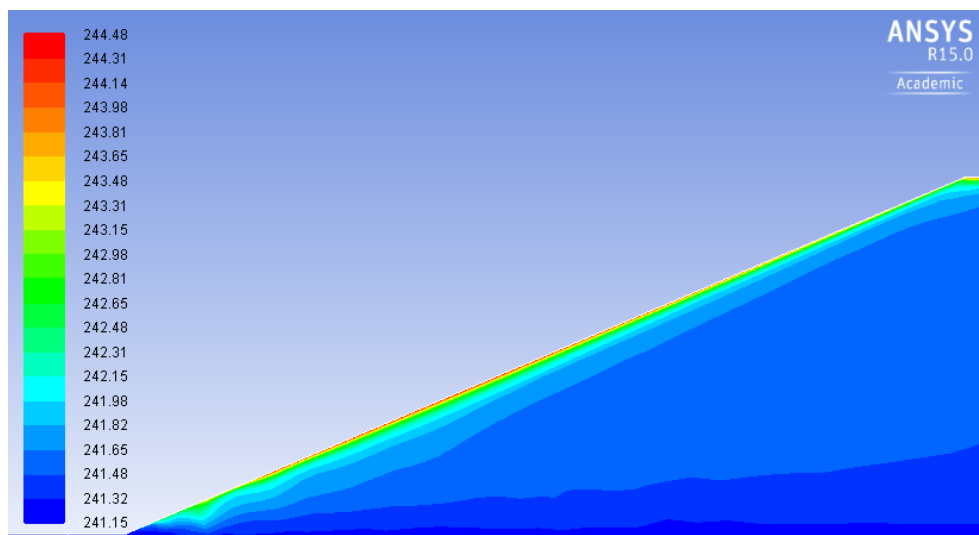
Obr. 9.14 Průběh totálního tlaku – druhá varianta [Pa]



Obr. 9.15 Průběh axiální rychlosti – druhá varianta [$m \cdot s^{-1}$]

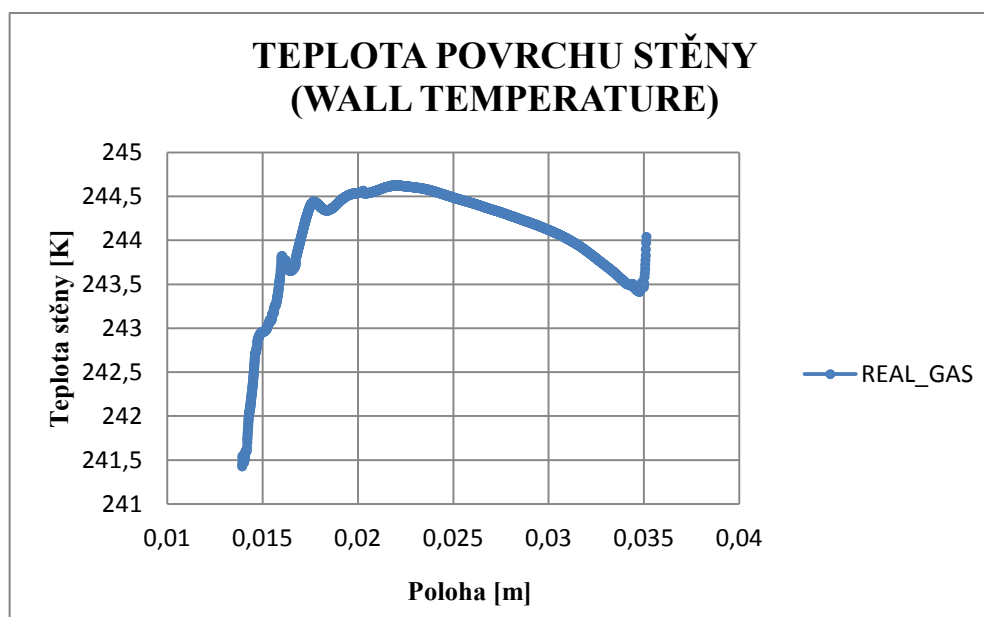


Obr. 9.16 Průběh teploty – druhá varianta [K]



Obr. 9.17 Detail teploty v místě redukce – druhá varianta [K]

Dále je vyhodnocen průběh teploty na stěně redukce (rozšíření), kde je umístěn termočlánek pro měření teploty na povrchu rozšíření. Průběh této teploty je graficky znázorněn v následujícím obrázku (*Obr. 9.18*) a v konturách na obrázku (*Obr. 9.17*).



Obr. 9.18 Průběh teploty na stěně redukce – druhá varianta [K]

Na obrázku (*Obr. 9.18*) je vidět, že u této varianty řešení se teplota na povrchu redukované části potrubí pohybuje v rozsahu od 241,425 K do 244,621 K.

Výsledné hodnoty numerických výpočtů daného turbulentního modelu jsou uvedeny v tabulce (Tab. 9.4), kde maxima a minima jsou hraniční hodnoty v simulaci. Hodnoty ve sloupci s označením Vstup představují hodnoty na vstupu do armatury a naopak hodnoty ve sloupci pod názvem Výstup představují hodnoty na výstupu armatury. Sloupec ŘEZ představuje hodnoty v místě umístění manometru.

Tab. 9.4 Hodnoty modelu $k - \varepsilon$, realizable, Real - gas – adaptace

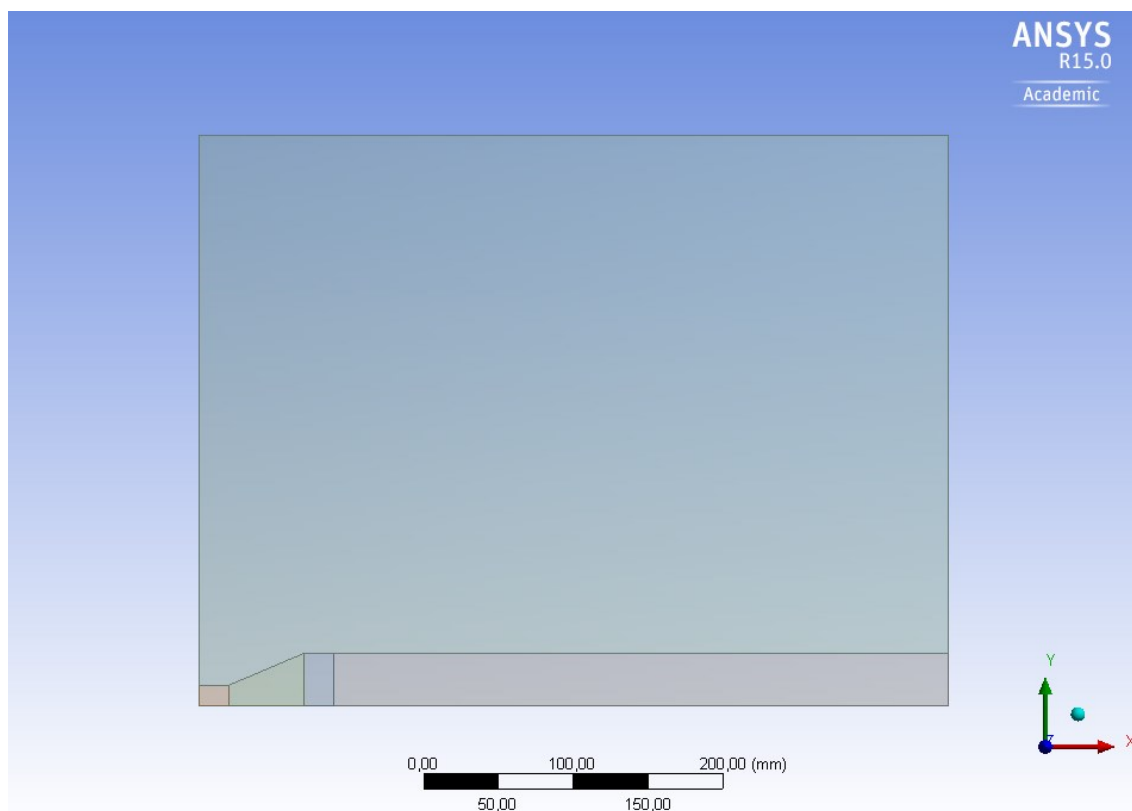
Parametr	Jednotka	Minimum	Maximum	Vstup	Výstup	Řez
Totální tlak	Pa	398786,8	400960	400816,97	400034,03	399675,56
Totální teplota	K	241,150	244,477	241,150	241,373	243,938
Axiální rychlost	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	-4,361	27,041	25,813	4,068	0
Turb. viskozita	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	1,02E-10	0,117	0,002	0,017	0,000
Hustota	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	4,024	4,086	4,084	4,082	4,034

Výsledné hodnoty pro další turbulentní modely jsou uvedeny v příloze (Příloha D).

9.3 CFD modelování – Třetí varianta

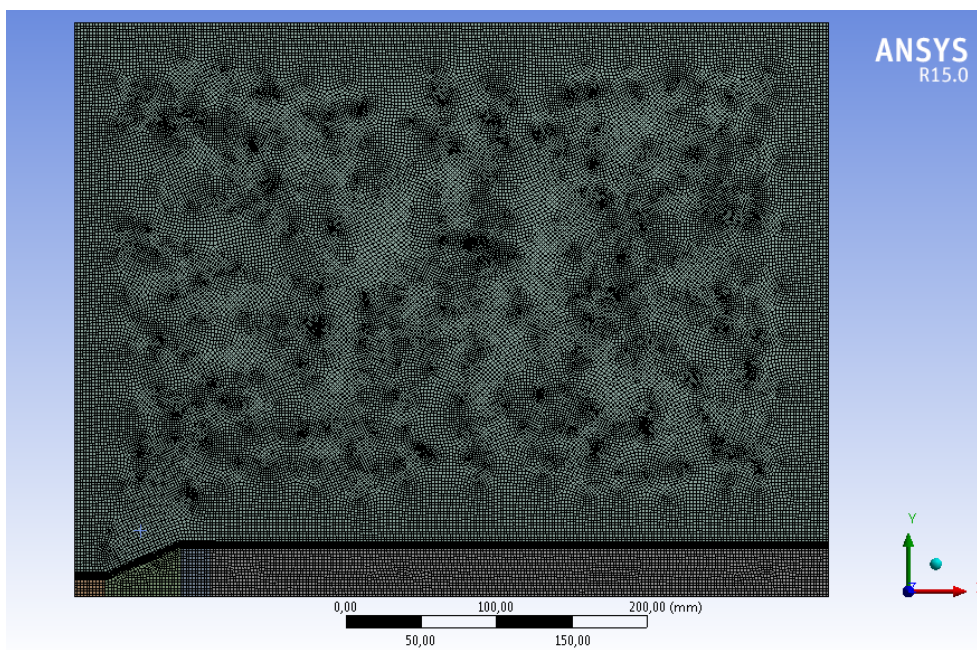
Při modelování s přestupem tepla do okolí (volnou konvekci) je zapotřebí vytvořit novou geometrii v modelu, která bude představovat okolí vzduchu kolem armatury.

Nejprve je zapotřebí vytvořit geometrii okolního prostředí viz obrázek (*Obr. 9.19*).

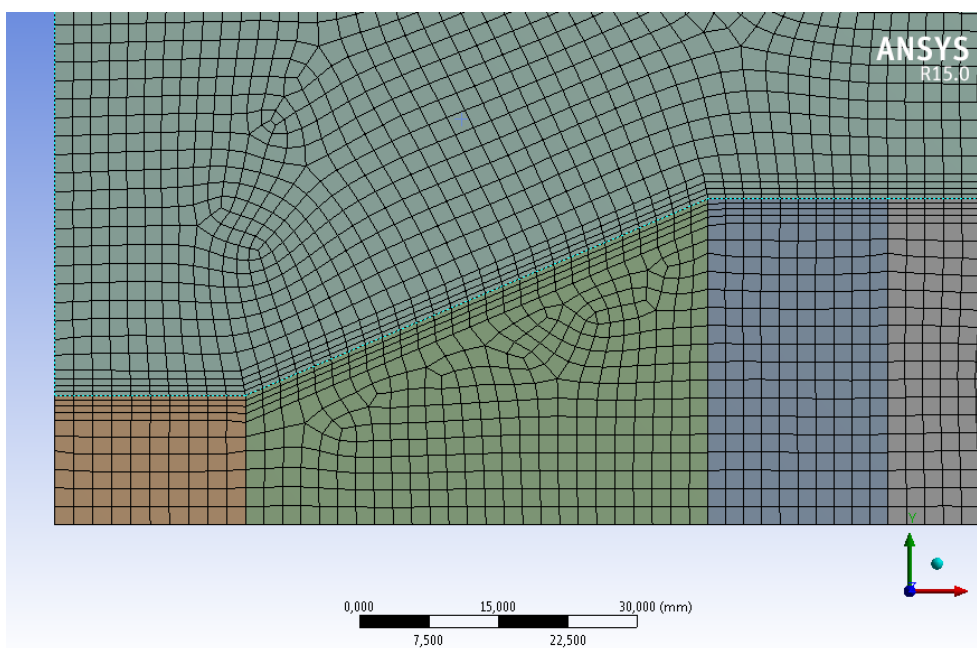


Obr. 9.19 Geometrie modelu a okolí

Po vytvoření geometrie okolí je zapotřebí vytvořit výpočetní síť na modelu včetně sítě okolí. Vytvořená výpočetní síť je vykreslena na obrázku (*Obr. 9.20*). Vytvořená výpočtová síť na modelu obsahuje 58 192 elementů s maximální velikostí jednoho elementu 2 mm. Aby byla přesně řešena volná konvekce z modelu do okolí, bylo zapotřebí vytvořit mezní vrstvu na hranicích mezi stěnou modelu a okolím. Mezní vrstva je dobře vidět na dalším detailním obrázku (*Obr. 9.21*).

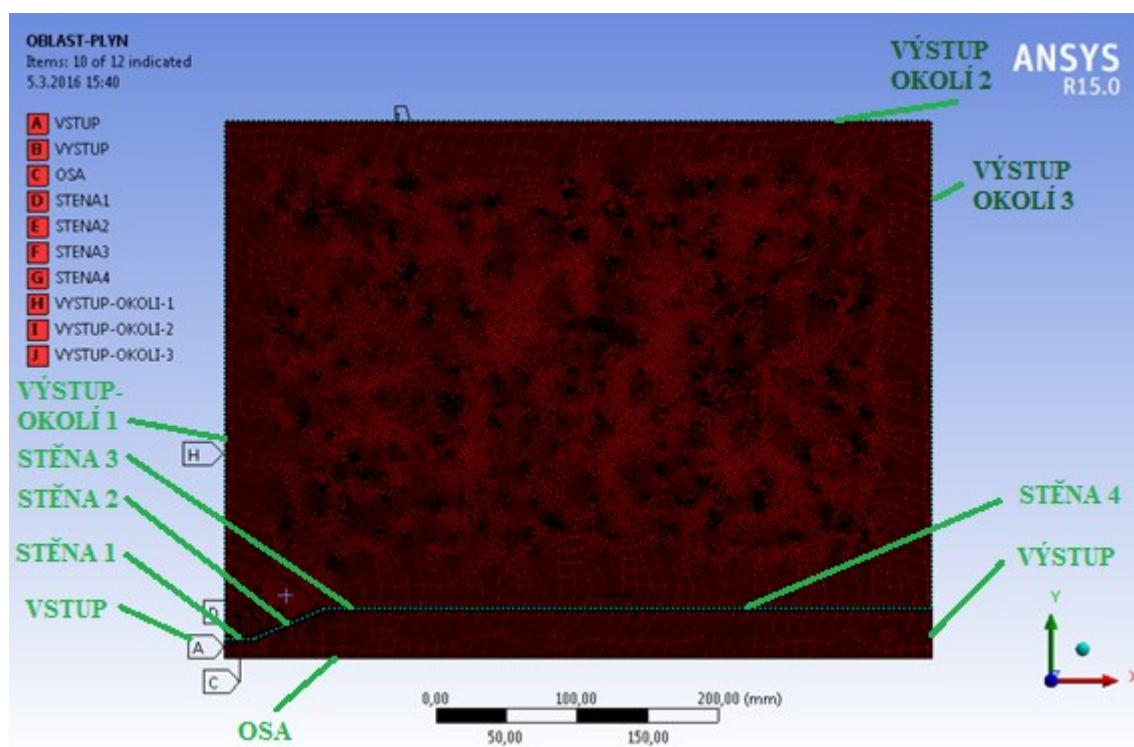


Obr. 9.20 Výpočetní síť na modelu s okolím



Obr. 9.21 Detail mezní vrstvy mezi stěnou a okolím

Po vhodném definování výpočetní sítě je potřeba definovat okrajové podmínky. Definování těchto okrajových podmínek je vyobrazeno na následujícím obrázku (*Obr. 9.22*).



Obr. 9.22 Definování okrajových podmínek

Po zadání okrajových podmínek na modelu jsou provedeny výpočty turbulentních modelů $k - \varepsilon$ Realizable pro různá zadání fyzikálních vlastností.

Výpočet této varianty je proveden pro model $k - \varepsilon$ typu Realizable pro různé fyzikální vlastnosti. Pro fyzikální vlastnosti, jež jsou zadány konstantně, dále pro ideální plyn a nakonec pro reálný plyn. Pro názornost je zde uveden výpočet pro turbulentní model $k - \varepsilon$ Realizable s fyzikálními hodnotami popsány pro reálný plyn (Real - Gas). Vstupní okrajová podmínka je definována jako průtoková. Na výstupu je definována tlaková podmínka viz obrázek (Obr. 9.22).

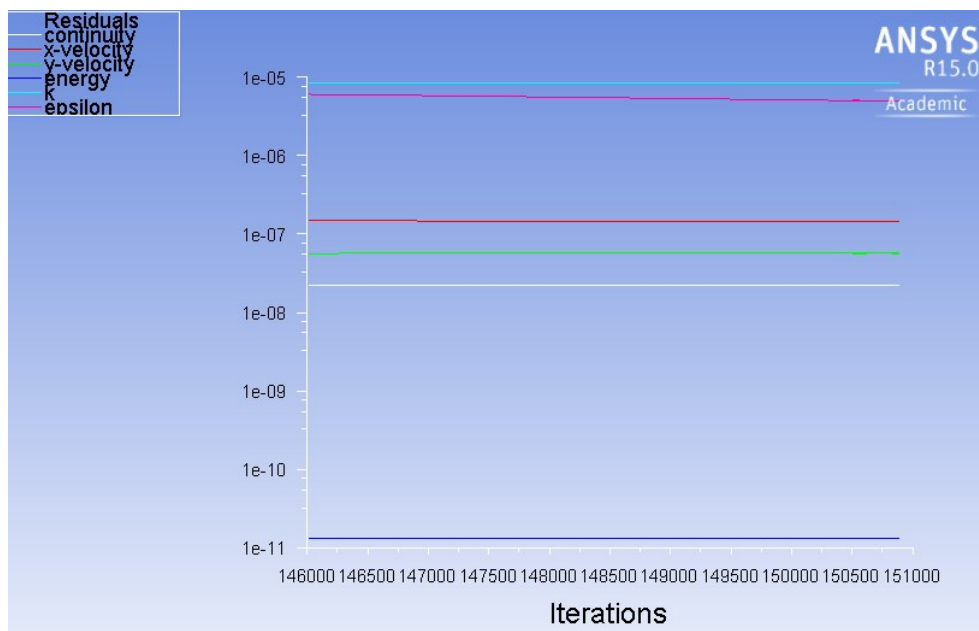
Pro danou variantu řešení byla provedena adaptace výpočetní sítě v oblastech stěn, aby bylo docíleno přesnějšího přestupu tepla z armatury do okolí i s ohledem na použitou stěnovou funkci.

Okrajové podmínky

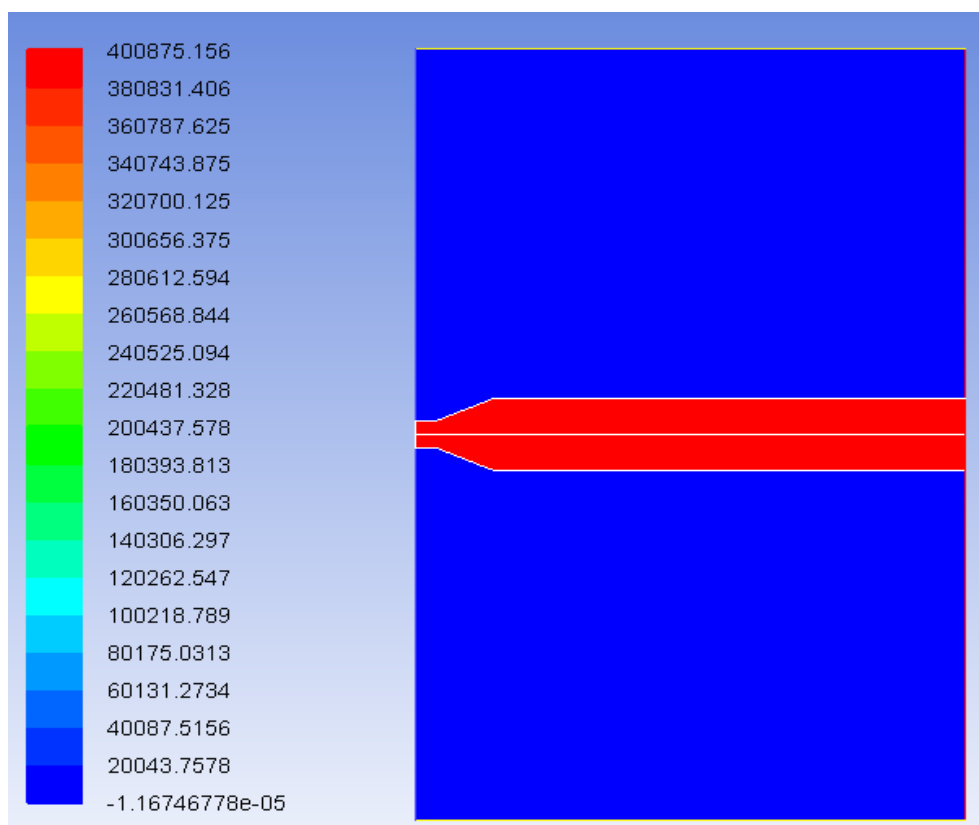
Tab. 9.5 Hodnoty okrajových podmínek pro danou variantu

Vstup – Mass - Flow inlet		
Hmotnostní průtok	0,064453	[kg·s ⁻¹]
Inicializační tlak	410000	[Pa]
Intenzita turbulence	1	[%]
Hydraulický průměr (vstup)	0,0279	[m]
Totální teplota	241,15	[K]
Výstup - Pressure-outlet		
Měřený tlak	400000	[Pa]
Intenzita turbulence	1	[%]
Hydraulický průměr (výstup)	0,0703	[m]
Totální teplota	241,15	[K]
Stěny - Wall		
Výstup – okolí 1- Velocity inlet		
Rychlost proudění	0,001	[m·s ⁻¹]
Intenzita turbulence	0,1	[%]
Přetlak	0	[Pa]
Teplota	288.15	[K]
Výstup – okolí 2 - Symetry		
Výstup – okolí 3		
Přetlak výstupu	0	[Pa]
Intenzita turbulence	0,1	[%]
Teplota	288.15	[K]

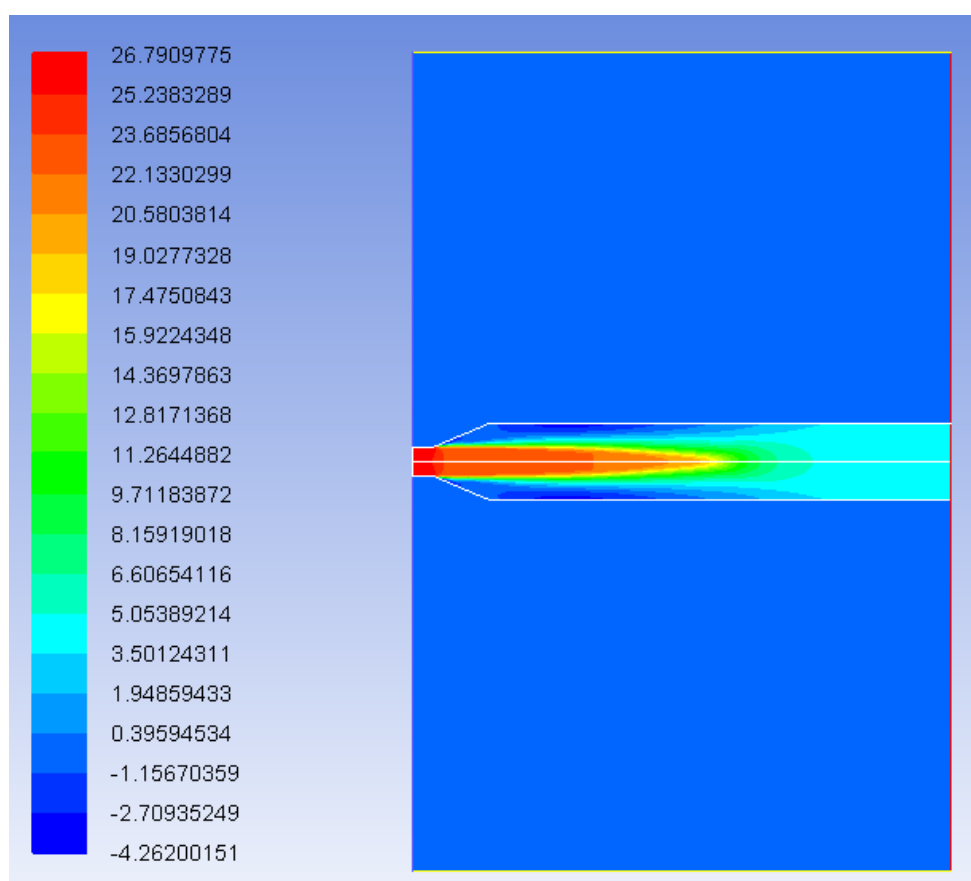
V rámci matematického modelování proudění v armatuře bude vyhodnocována teplota na povrchu stěny armatury. Dále je vyhodnocen průběh teploty, tlaku a rychlostí v armatuře i okolí. Průběh reziduálů dané varianty je vykreslen v grafu na následujícím obrázku (*Obr. 9.23*).



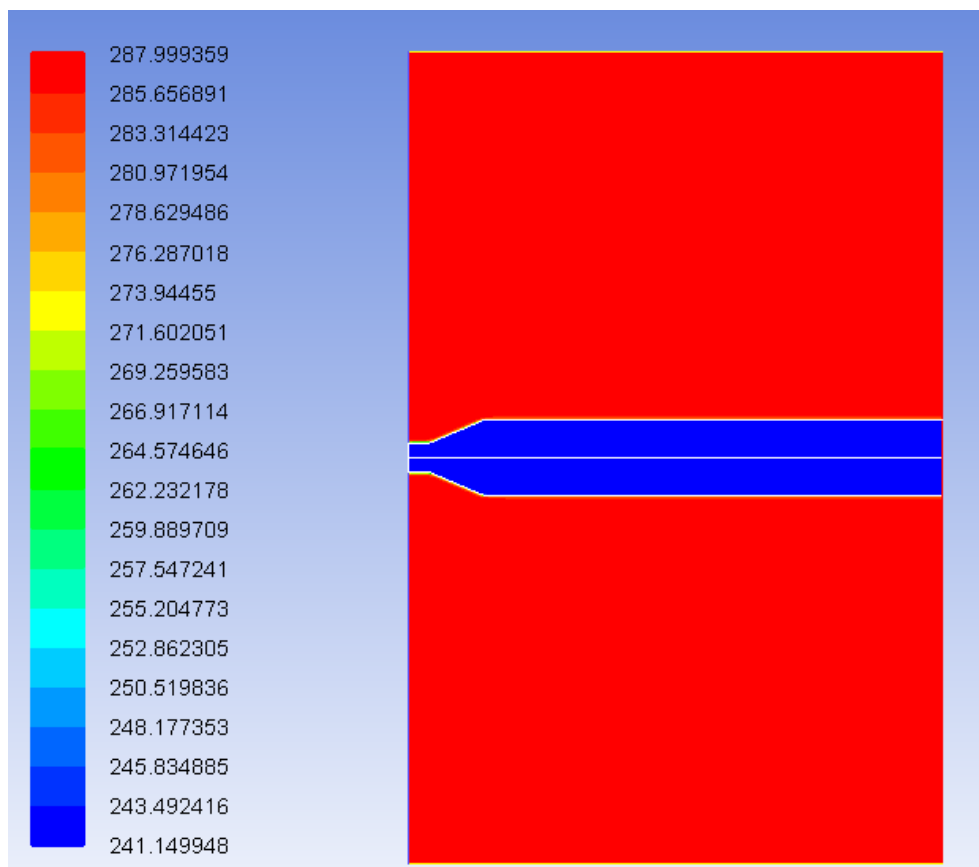
Obr. 9.23 Průběh reziduálů – třetí varianta[1]



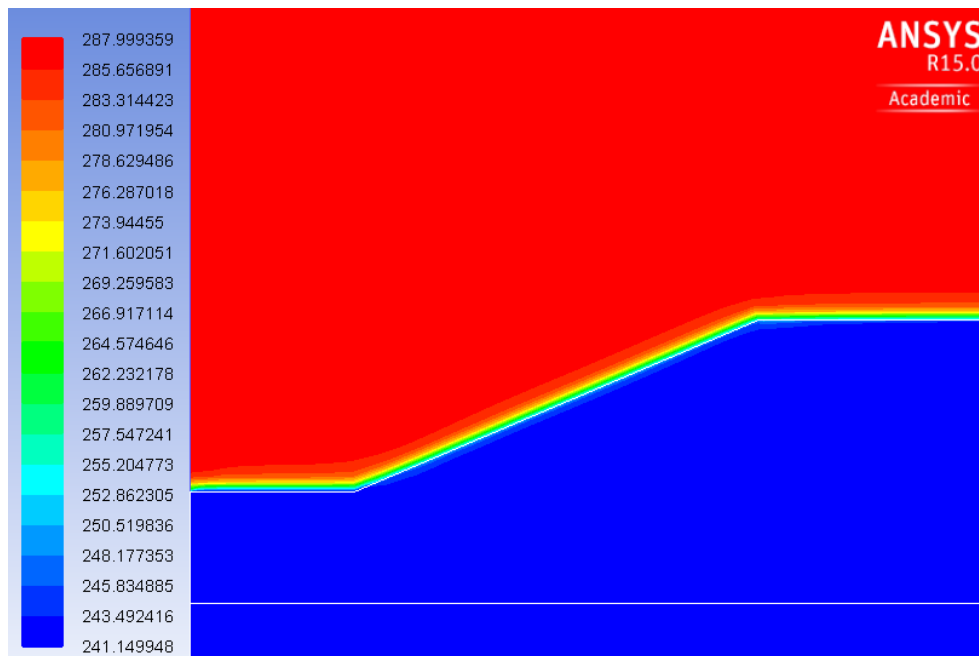
Obr. 9.24 Průběh totálního tlaku – třetí varianta [Pa]



Obr. 9.25 Průběh axiální rychlosti – třetí varianta $[m \cdot s^{-1}]$

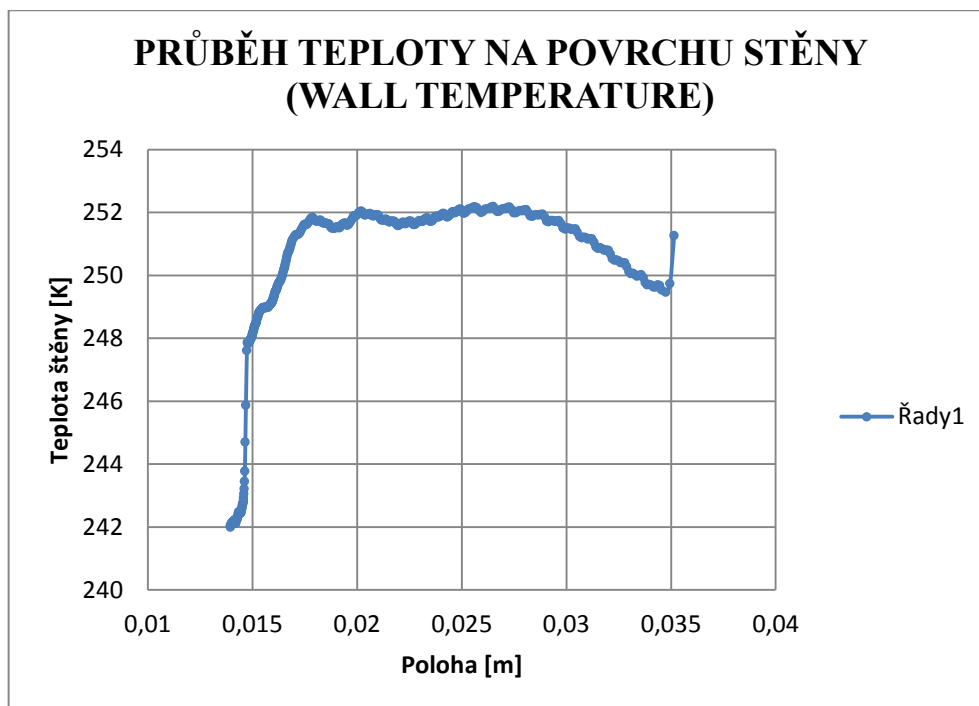


Obr. 9.26 Průběh teploty – třetí varianta [K]



Obr. 9.27 Detail přestupu tepla v okolí stěny – třetí varianta [K]

Stejně jako u předchozí varianty je vyhodnocen průběh teploty v okolí stěny redukce, na které je umístěn termočlánek pro měření teploty na povrchu rozšíření. Průběh teploty je znázorněn na obrázcích (Obr. 9.26), (Obr. 9.27), (Obr. 9.28).



Obr. 9.28 Průběh teploty na povrchu redukce [K]

Výsledné hodnoty

V následující tabulce (Tab. 9.6) jsou uvedeny výsledné hodnoty numerického výpočtu simulace proudění třetí varianty. Maxima a minima zde představují hraniční hodnoty výpočtů. Hodnoty ve sloupci s názvem Vstup představují hodnoty na vstupu do armatury a ve sloupci pod názvem Výstup jsou uvedeny výsledné hodnoty na výstupu armatury. Řez označuje úsek, ve kterém byl manometr.

Tab. 9.6 Hodnoty modelu $k - \varepsilon$, realizable, constant

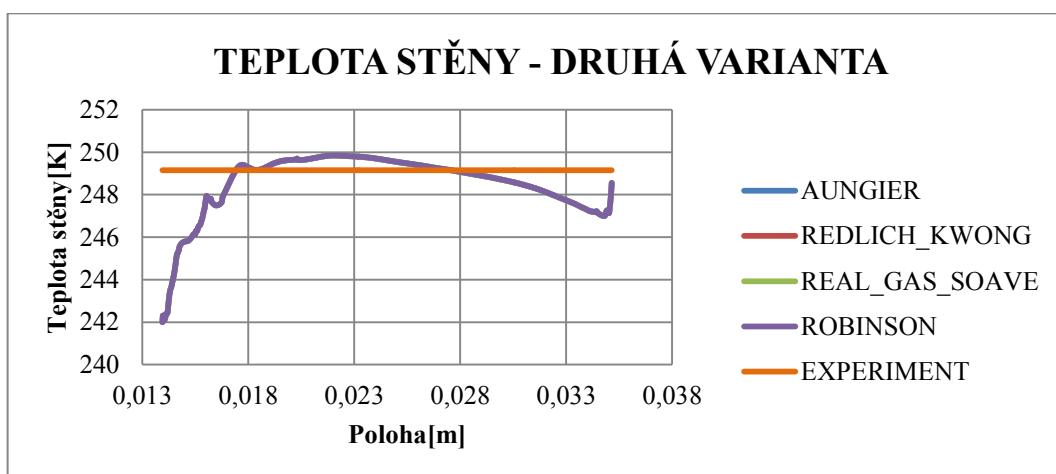
Parametr	Jednotka	Minimum	Maximum	Vstup	Výstup	Řez
Totální tlak	Pa	-1,17E-05	400875,2	400772,44	400034,03	399687,91
Totální teplota	K	241,150	287,999	241,151	241,795	250,410
Axiální rychlost	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	-4,262002	26,791	25,816	4,075	0
Turb. viskozita	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	9,75E-15	0,222	0,004	0,018	1,26E-08
Hustota	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	1,226	4,087	4,084	4,074	3,924

Výsledné hodnoty dalších turbulentních modelů matematického modelování jsou zpracovány do tabulek, a uvedeny v příloze (Příloha E).

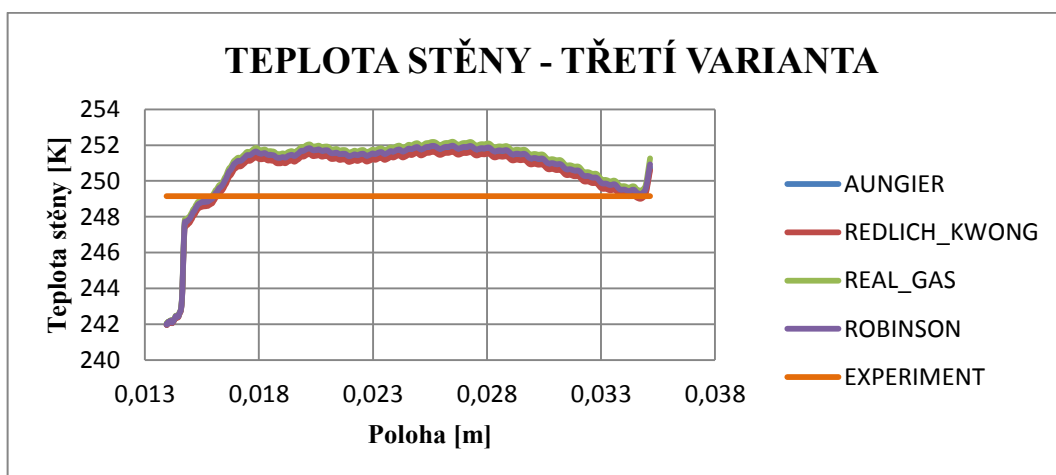
10 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Vyhodnocení teplot na povrchu armatury druhé a třetí varianty matematického modelování je provedeno za účelem porovnání přístupů k řešení přestupu tepla z armatury do okolí. Druhá a třetí varianta numerické simulace jsou od sebe odlišné přístupem definování výpočtu. Z tohoto důvodu bylo zapotřebí upravit matematické modely definované pro první variantu (kapitola 9.1) V druhé variantě byla iteračně upravována hodnota součinitele přestupu tepla α s cílem dosažení hodnot teploty povrchu obdobné jako v případě experimentálního měření. Pro porovnání matematického modelu a experimentu jsou použity modely $k - \varepsilon$ Realizable s fyzikálními vlastnostmi pro reálné plyny.

Na obrázcích (Obr. 10.1) a (Obr. 10.2) jsou vykresleny průběhy povrchové teploty na redukované stěně pro druhou a třetí variantu matematické simulace v porovnání s experimentem.



Obr. 10.1 Průběh teploty stěny pro druhou variantu včetně experimentu



Obr. 10.2 Průběh teploty stěny pro třetí variantu včetně experimentu

Jelikož se jedná o různé přístupy řešení, jsou výsledné průběhy teplot v grafech mírně odlišné. Ve druhé variantě řešení bylo zapotřebí iteračně řešit součinitel přestupu tepla α tak, aby průběh teploty na povrchu armatury odpovídal teplotě na povrchu dle experimentálního měření. V obou grafech na obrázcích (*Obr. 10.1*) a (*Obr. 10.2*) je i srovnání mezi teplotami na povrchu získanými matematickým modelováním a hodnotou získanou při experimentálním měření. Hodnoty teplot byly vyhodnoceny pro matematické modelování reálných plynů dle různých autorů. V grafu na obrázku (*Obr. 10.1*) je vidět, že průběhy teploty povrchu z matematického modelování jsou totožné pro všechny přístupy řešení fyzikálních vlastností dle různých autorů. Naopak v grafu na obrázku (*Obr. 10.2*) jsou již vidět mírné odlišnosti povrchových teplot z matematického modelování v případech definovaných dle různých autorů.

Ve druhé variantě řešení je průměrná hodnota teploty na povrchu z matematického modelování rovná $T = 248,579 \text{ K}$. Tato hodnota byla získána při zadání součinitele přestupu tepla $\alpha = 18 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ (prvotní odhad součinitele přestupu tepla je uveden v kapitole (8.5)). Pro třetí variantu řešení byla vyhodnocena průměrná hodnota teploty na povrchu $T = 249,515 \text{ K}$. Hodnota teploty povrchu získaná při experimentálním měření je $T = 249,15 \text{ K}$. Z porovnání obou variant řešení vyplývá, že rozdíl teplot povrchu je 1 K .

Výsledné hodnoty jsou zapsány do následující tabulky

Tab. 10.1 Výsledné hodnoty teplot povrchu druhé a třetí varianty řešení.

Parametry	Hodnoty	Jednotky
Průměrná teplota povrchu varianty č. 2	248,579	K
Součinitel přestupu tepla α varianty č. 2	18	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Průměrná teplota povrchu varianty č. 3	249,515	K
Průměrná teplota povrchu z experimentálního měření	249,15	K

ZÁVĚR

Hlavním cílem předložené diplomové práce je matematické modelování proudění stlačeného zemního plynu v regulační řadě. Tomu předchází teoretický popis dané problematiky včetně popisu a charakteristiky okrajových podmínek. Dále v teoretické části charakterizují základní turbulentní modely pro CFD modelování proudění. Pro získání přesných okrajových podmínek matematické simulace proudění jsem provedl experimentální měření regulační řady mobilního kontejnerového zařízení. Experimentální měření proběhlo v prostorách VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. za dozoru měřícího a revizního technika pro dodržení bezpečnosti a pracovních předpisů. Získaná data byla vyhodnocena a použita do okrajových podmínek pro následné matematické modelování.

Matematické modelování proudění dané úlohy bylo rozděleno do třech variant řešení. První varianta řešení se zabývá řešením proudění v potrubní armatuře (izolovaný systém bez přestupu tepla do okolí), tedy zmapováním proudového pole na základě definovaných okrajových podmínek získaných z experimentálního měření (průtokové, teplotní a tlakové podmínky). Tato úloha byla provedena pro turbulentní modely $k - \varepsilon$ a modely $k - \omega$. Turbulentní CFD modely byly definovány pro varianty s různou definicí fyzikálních vlastností, tj. pro fyzikální vlastnosti s konstantními hodnotami odpovídající dané teplotě. Dále s hodnotami definovanými pro ideální plyny, a pro reálné plyny. Výsledné hodnoty numerických simulací turbulentních modelů dosahují podobných výsledků.

Další varianty numerických výpočtů jsou doplněny o výpočet přestupu tepla do okolí. Druhá varianta numerických simulací obsahuje stejnou geometrii modelu jako v případě první varianty. Varianty jsou od sebe odlišné pouze definováním okrajových podmínek. Při experimentálním měření byl umístěn termočlánek na povrch stěny v místě rozšíření armatury a následně byla teplota vyhodnocována v tomto úseku. Numerické výpočty pro druhou variantu byly provedeny pro turbulentní modely $k - \varepsilon$ a $k - \omega$ s odlišným definováním fyzikálních vlastností proudícího média. Současně byla provedena adaptace výpočetní sítě (zhuštění) v blízkosti stěn s ohledem na použitou stěnovou funkci a přestup tepla.

Třetí varianta matematického modelování je zaměřena na přestup tepla do okolí. Geometrie modelu byla doplněna o geometrii okolí armatury. Navíc byly definovány okrajové podmínky pro okolní oblast. Tato varianta řešení byla provedena pro vybraný turbulentní model s fyzikálními vlastnostmi definovanými pro reálné plyny dle různých autorů. Současně byla provedena adaptace sítě v blízkosti stěn s ohledem na použitou stěnovou funkci.

V závěrečné kapitole bylo provedeno zhodnocení výsledků numerických výpočtů teplot na povrchu armatury pro druhou a třetí variantu včetně porovnání s experimentálním měřením. U druhé varianty matematického modelování bylo potřeba upravit hodnotu součinitele přestupu tepla, která byla stanovena na základě empirických vztahů (kap. (8.5)) z původní vypočtené hodnoty na hodnotu $\alpha = 18 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$, tak aby dosažené hodnoty teplot odpovídaly experimentálnímu měření ($T = 249,15 \text{ [K]}$). Průměrná hodnota teploty povrchu stěny vychází $T = 248,547 \text{ [K]}$. Stejně hodnoty byly dosaženy pro numerické výpočty s definováním fyzikálních vlastností pro reálné plyny různých autorů. V případě třetí varianty numerických výpočtů jsou hodnoty teplot povrchu minimálně odlišné při definováním fyzikálních vlastností pro reálné plyny dle různých autorů. Průměrná hodnota teploty u všech variant numerických výpočtů vychází $T = 249,515 \text{ [K]}$. Závěrem lze konstatovat velmi dobrou shodu s experimentem měření povrchové teploty a numerickým modelováním. V porovnání variant řešení přestupu tepla do okolí je přesnější varianta třetí, kdy není třeba odhadovat součinitel přestupu tepla na základě empirických vztahů. V tomto případě se přestup tepla počítá přímo na základě vyhodnoceného proudového pole v okolí stěny.

Další možností jak pokračovat ve výpočtu dané problematiky je numerické modelování procesu expanze zemního plynu na redukčním ventilu regulační řady. Modelování této varianty představuje vytvoření 3D modelu s ohledem na obecnou geometrii. V případě odladění matematického modelu proudění zemního plynu v redukčním ventilu by bylo možné modelovat společně proudění redukčním ventilem a armaturou, která je předmětem této diplomové práce.

SEZNÁM POUŽITÉ LITERATURY A ODKAZŮ

- [1] KOZUBKOVÁ, Milada.: *Modelování proudění tekutin, FLUENT, CFX* [online]. Ostrava, 2008. 153s, [cit.2016-03-13]. Dostupné z: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>>
- [2] KOZUBKOVÁ, M. – BLEJCHAŘ, T. – BOJKO, M.: *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti*. [online]. Ostrava, 2011. [cit.2016-03-13]. ISBN 978-80-148-2491-8. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Modelovani_prenosu_tepla_hmoty_a_hybnosti-KOZUBKOVA.pdf>
- [3] DRÁBKOVÁ, Sylva a kol.: *Mechanika tekutin*. [online]. Ostrava, 2007 [cit.2016-03-13]. ISBN 978-80-248-1508-4. Dostupné z:< <http://www.338.vsb.cz/PDF/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf> >
- [4] BOJKO, Marián.: *3D Proudění – ANSYS Fluent* . [online]. Ostrava, 2012 [cit.2016-03-13]. ISBN 978-80-248-2607-3. Dostupné z: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/3D-Bojko.pdf>>
- [5] KOZUBKOVÁ, M., BOJKO, M., KRUTIL, J., BLEJCHAŘ, T.:*Modelování spalování paliv*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava,2012. Vyd. 1. 303s. ISBN – 978-80-248-3144-2.
- [6] BLEJCHAŘ, T. – DRÁBKOVÁ, S.: *Čerpací technika a potrubí Návodů do cvičení*. [online]. Ostrava, 2010 [cit.2016-03-13]. ISBN 978-80-248-2205-1. Dostupné z: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Blechar-Drabkova-CTaPNDC.pdf>>
- [7] KADLEC, Zdeněk.: *Termomechanika Návodů do cvičení*. Vyd. 1. Ostrava: Vydavatelství VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2012, 104s. ISBN 978-80-248-17
- [8] ENENKL, V. – HLOUŠEK, J. – JANOTKOVÁ , E.: *Termomechanika*. Vyd. 9., přeprac. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1981.
- [9] PŘÍHODA, M. – RÉDR, M.: *Sdílení tepla a proudění*, Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1998, Vyd. 1. ISBN 80-7078-549-7.
- [10] KOLEKTIV AUTORŮ. *Encyklopedie plynárenství: [plynárenské údaje]*. 1. vyd. Praha: GAS, 2006. ISBN 978-80-7328-105-2.
- [11] KOLEKTIV AUTORŮ, *Plynárenská příručka*, Gas s.r.o., Praha, 2007, CD reedice, ISBN 978-80-7328-112-0
- [12] SVOBODA, A. et al. *Plynárenská příručka: 150 let plynárenství v Čechách a na Moravě*. 1. vyd. Praha: GAS, 1997. ISBN 80-902339-6-1.
- [13] BÁLEK, Stanislav.: *Tepelně technické tabulky a diagramy*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 1979, ISBN 80-7078-974-3.

- [14] JUREČKA, Pavel.: *Proudění a sdílení tepla Cvičení do předmětu „Sdílení tepla a proudění“*. Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava, 2006, Vyd. 1., 129s. ISBN 80-248-1083-2
- [15] KOLEKTIV AUTORŮ.: *Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách a na Moravě*. Praha, 2001, GAS s.r.o., 2001, ISBN 80-86176-83-9.
- [16] FÍK, Josef.: *Zemní plyn*. Praha: Agentura ČSTZ, 2006, Vyd. 1. ISBN 80-86028-22-4.
- [17] FLUENT: FLUENT 15.0 – ANSYS FLUENT. ANSYS, Inc. 2013.
- [18] ANSYS, Inc.: *ANSYS Fluent Users Guide*, FLUENT 15.0, February 2014, (T) 724-746-3304.
- [19] ANSYS, Inc.: *ANSYS Fluent Theory Guide*, FLUENT 15.0, Movember 2013, (T) 724-746-3304.
- [20] INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A.S. Fundamentals of heat and mass transfer. 6th ed.. John Wiley & Sons, 2006. 997 p. ISBN 0-471-45728-0 (váz.), 978-0-471-45728-2 (dotisk: váz.)
- [21] Stlačený zemní plyn [online]. 14.2.2016 [cit. 24.3.2016], Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Stla%C4%8Den%C3%BD_zemn%C3%AD_plyn
- [22] Zemní plyn [online]. 07.3.2016 [cit. 24.3.2016], Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Zemn%C3%AD_plyn
- [23] Rozměry kontejnerů [online]. [cit. 24.3.2016], Dostupné z: <http://www.litomysky.cz/drahy/kontrozm.htm>
- [24] Hydrodynamika [online]. [cit. 24.3.2016], Dostupné z: <http://radek.jandora.sweb.cz/f06.htm>
- [25] Laminární proudění [online]. 3.11.2015 [cit. 24.3.2016], Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Lamin%C3%A1rn%C3%AD_proud%C4%9Bn%C3%AD
- [26] Turbulentní proudění [online]. 3.11.2015 [cit. 24.3.2016], Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Turbulentn%C3%AD_proud%C4%9Bn%C3%AD
- [27] DRÁBKOVÁ, Sylva.: *Potrubní systémy a armatury – část 2*, [online]. Ostrava 2011. Dostupné z: http://www.338.vsb.cz/PDF/Dil2_Dra.pdf
- [28] Reynoldsovo číslo [online]. 8.2.2015 [cit. 24.3.2016], Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Reynoldsovo_%C4%8D%C3%ADslo
- [29] Zemní plyn [online]. *Co je zemní plyn*, 2010 GAS s.r.o., [cit. 24.3.2016]. Dostupné z: <http://www.zemniplyn.cz/plyn/>
- [30] KOZA, Václav.: *Zemní plyn* [online], 2014, [cit. 24.3.2016]. Dostupné z: <http://zemniplyn.wz.cz/>

- [31] BUREŠ, J.: *Vzduch* [online], 2002. [cit. 24.3.2016]. Dostupné z:
 <<http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>>
- [32] K-epsilon turbulence model. [online], 11. February 2016, [cit.24.3.2016]. Dostupné z:
 <https://en.wikipedia.org/wiki/K-epsilon_turbulence_model>
- [33] k-omega turbulence model [online], 7. January 2016, [cit.24.3.2016]. Dostupné z:
 <https://en.wikipedia.org/wiki/K%E2%80%93omega_turbulence_model>
- [34] CFD ONLINE [online], *K-omega models*, 12. October 2011, [cit.24.3.2016]. Dostupné z:< http://www.cfd-online.com/Wiki/K-omega_models>
- [35] The K-Omega turbulence model (also referred to as KE-OMEGA) [online],
 [cit.24.3.2016]. Dostupné z:
 <http://www.cham.co.uk/phoenics/d_polis/d_enc/turmod/enc_t346.htm>
- [36] Redlich–Kwong equation of state [online], 18. March 2016, [cit.24.3.2016]. Dostupné z:
 <https://en.wikipedia.org/wiki/Redlich%E2%80%93Kwong_equation_of_state>
- [37] Fyzikální hodnoty pro suchý vzduch při tlaku 100 kPa [online], [cit. 24.3.2016)].
 Dostupné z:< <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypoety/38-fyzikalni-hodnoty-pro-suchy-vzduch-pri-tlaku-100-kpa>>
- [38] BLEJCHAŘ, Tomáš.: *Turbulence-Modelování proudění* [online], *CFX, Vyd. 1, 2010*.
 Dostupné z:< http://www.338.vsb.cz/PDF/Turbulence_ESF_v4.pdf>
- [39] Real gas [online], 10. March 2016 [cit. 24.3.2016]. Dostupné z:
 <https://en.wikipedia.org/wiki/Real_gas>
- [40] VÍTKOVICE MECHANIKA a.s., Ostrava. *TA04020106 průběžná roční zpráva 2015*, 2015.
- [41] VÍTKOVICE MECHANIKA a.s., Ostrava. *TA04020106 průběžná roční zpráva 2014*, 2014.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A Tabulka naměřených hodnot tlaků a průtoků na výstupu.

Příloha B Tabulka naměřených teplot.

Příloha C Tabulky hodnot CFD modelování pro proudění (První varianta)

Příloha D Tabulky hodnot CFD modelování pro proudění s konvekcí (Druhá varianta)

Příloha E Tabulky hodnot CFD modelování pro proudění s konvekcí a okolím (Třetí varianta)

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 3.1 Kontejner Alfa [40]</i>	17
<i>Obr. 3.2 Regulační řada</i>	21
<i>Obr. 4.1 Ukázka dráhy pohybu proudnic za neustáleného proudění [3]</i>	22
<i>Obr. 4.2 Vykreslení proudnice [3]</i>	23
<i>Obr. 4.3 Vykreslení proudnice s prvky rychlosti [3]</i>	23
<i>Obr. 5.1 Adiabatická práce v závislosti na velikosti expanzního poměru [11]</i>	31
<i>Obr. 5.2 Graf závislosti mezi poklesem teploty a expanzním poměrem [11]</i>	32
<i>Obr. 5.3 Graf závislosti mezi počáteční teplotou a expanzním poměrem [11]</i>	32
<i>Obr. 8.1 Schéma měřicího obvodu regulační řady</i>	44
<i>Obr. 8.2 Fotka regulační řady</i>	45
<i>Obr. 8.3 Regulační řada kontejneru Alfa</i>	45
<i>Obr. 8.4 Měřicí jednotka pro vyhodnocení dat</i>	46
<i>Obr. 8.5 Měřený okruh regulační řady</i>	46
<i>Obr. 8.6 Měřený úsek na okruhu regulační řady – pohled 1</i>	47
<i>Obr. 8.7 Měřený úsek na měřicím okruhu – pohled 2</i>	47
<i>Obr. 8.8 Schéma měřicího obvodu</i>	48
<i>Obr. 8.9 Řez měřeného úseku pro simulaci</i>	48
<i>Obr. 8.10 Graf průběhu tlaku v měřeném úseku - na výstupu</i>	49
<i>Obr. 8.11 Graf průběhu teplot měřeného úseku</i>	50
<i>Obr. 8.12 Schéma armatury v měřeném místě</i>	52
<i>Obr. 9.1 Detail měřeného úseku regulační řady</i>	59
<i>Obr. 9.2 Geometrie modelu</i>	59
<i>Obr. 9.3 Výpočetní síť modelu</i>	59
<i>Obr. 9.4 Detail výpočetní sítě v místě rozšíření</i>	60
<i>Obr. 9.5 Definování okrajových podmínek</i>	60
<i>Obr. 9.6 Detail definovaných okrajových podmínek</i>	60
<i>Obr. 9.7 Výsledná výpočetní síť</i>	61
<i>Obr. 9.8 Vyhodnocovací rovina v místě měření tlaku</i>	61
<i>Obr. 9.9 Průběhy reziduálů [1]</i>	62
<i>Obr. 9.10 Průběh totálního tlaku [Pa]</i>	63
<i>Obr. 9.11 Průběh axiální rychlosti [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]</i>	63
<i>Obr. 9.12 Průběh totální teploty [K]</i>	63
<i>Obr. 9.13 Průběh reziduálů – druhá varianta [1]</i>	66

<i>Obr. 9.14 Průběh totálního tlaku – druhá varianta [Pa]</i>	67
<i>Obr. 9.15 Průběh axiální rychlosti – druhá varianta [$m \cdot s^{-1}$]</i>	67
<i>Obr. 9.16 Průběh teploty – druhá varianta [K]</i>	67
<i>Obr. 9.17 Detail teploty v místě redukce – druhá varianta [K]</i>	68
<i>Obr. 9.18 Průběh teploty na stěně redukce – druhá varianta [K]</i>	68
<i>Obr. 9.19 Geometrie modelu a okolí</i>	70
<i>Obr. 9.20 Výpočetní síť na modelu s okolím</i>	71
<i>Obr. 9.21 Detail mezní vrstvy mezi stěnou a okolím</i>	71
<i>Obr. 9.22 Definování okrajových podmínek</i>	72
<i>Obr. 9.23 Průběh reziduálů – třetí varianta [I]</i>	74
<i>Obr. 9.24 Průběh totálního tlaku – třetí varianta [Pa]</i>	74
<i>Obr. 9.25 Průběh axiální rychlosti – třetí varianta [$m \cdot s^{-1}$]</i>	75
<i>Obr. 9.26 Průběh teploty – třetí varianta [K]</i>	76
<i>Obr. 9.27 Detail přestupu tepla v okolí stěny – třetí varianta [K]</i>	76
<i>Obr. 9.28 Průběh teploty na povrchu redukce [K]</i>	77
<i>Obr. 10.1 Průběh teploty stěny pro druhou variantu včetně experimentu</i>	78
<i>Obr. 10.2 Průběh teploty stěny pro třetí variantu včetně experimentu</i>	78

SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1 Fyzikální vlastnosti zemního plynu.....	16
Tab. 3.1 Technické parametry Kontejneru Alfa	18
Tab. 8.1 Vyhodnocení naměřených dat	49
Tab. 8.2 Hodnoty pro výpočet konvekce.....	54
Tab. 8.3 Tabulka výsledných hodnot pro definování okrajových podmínek	57
Tab. 9.1 Hodnoty zadaných okrajových podmínek turbulentního modelu	62
Tab. 9.2 Hodnoty modelu $k - \varepsilon$, Standard, konstantní fyzikální vlastnosti.....	64
Tab. 9.3 Okrajové podmínky druhé varianty.....	66
Tab. 9.4 Hodnoty modelu $k - \varepsilon$, realizable, Real - gas – adaptace.....	69
Tab. 9.5 Hodnoty okrajových podmínek pro danou variantu.....	73
Tab. 9.6 Hodnoty modelu $k - \varepsilon$, realizable, constant	77
Tab. 10.1 Výsledné hodnoty teplot povrchu druhé a třetí varianty řešení.....	79